

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh olejového oběhového centrálního mazacího systému

Design of the Oil Circulation Central Lubrication System

Student:

Bc. Tomáš Hanko

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Hanko**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Návrh olejového oběhového centrálního mazacího systému**
Design of the Oil Circulation Central Lubrication System

Zásady pro vypracování:

1. Popište současný stav olejového centrálního mazacího systému (CMS) papírenského stroje v SKMP, závod Žimrovice.
2. Navrhněte CMS pro olejové oběhové mazání sušící části papírenského stroje se dvěma hydrogenerátory.
3. Proveďte měření teploty a tlaku při současném provedení CMS.
4. Navrhněte vodní chlazení CMS a porovnejte se současným vzduchovým chlazením.

Seznam doporučené odborné literatury:

BEČKA, J. *Tribologie*. ČVUT Praha, 1997. 211s. ISBN 80-01-01621-8.

NEVRLÝ, J., PAVLOK, B. *Metodika návrhu větvených mazacích obvodů s podporou moderních výpočetních systémů: Závěrečná zpráva ke grantovému úkolu GAČR 101/98/0946*. Brno: VUT Brno, 2000. 267 s.

WILL, D.; GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2008, 4. vyd., 450 s., ISBN 978-3-540-79534-6.

PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. SNTL Praha, 1987, 256 s.

DREXLER, P., FAATZ, H., et al. *Příručka Hydrauliky svazek 3. Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664

EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1991. ISBN 3-8023-0619-8.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Jaroslav Špaček

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....20.5.2013

.....*Janek Tomanek*.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů. Bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....20.5.2013

.....*Karla Sedláka*.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Hanko

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Karla Sedláka 1191

78401, Litovel

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HANKO, T. *Návrh olejového oběhového centrálního mazacího systému: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 71 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Hružík, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem olejového oběhového centrálního mazacího systému. Cílem této diplomové práce je uvést současný stav olejového centrálního mazacího systému (CMS) papírenského stroje v SKMP, závod Žimrovice, navrhnout CMS pro olejové oběhové mazání sušící části papírenského stroje se dvěma hydrogenerátory, provést měření teploty a tlaku při současném provedení CMS, navrhnout potrubní systém a provést návrh vodního chlazení CMS a porovnat se současným vzduchovým chlazením.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Mazací systém, Progresivní rozdělovač, Oběhové mazání, Chladič, Papírenský stroj, Výměník tepla, Potrubní systém

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HANKO, T. *Design of the Oil Circulation Central Lubrication System: Master Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2013, 71 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Hružík, L.

Master thesis is dealing with design central oil circulatory lubrication system. The aim of this thesis is to introduce the current state of the central oil lubrication system (CMS) in a paper machine SKMP, Žimrovice plant, design CMS for oil circulating lubrication drying part of the paper machine with two pumps, to measure the temperature and pressure at the current version of CMS, design of piping system and design of water cooling CMS and compare with the actual air cooling.

KEY WORD:

Lubrication System, Progressive distributor, Circulating lubrication, Cooler, Paper machine, Heat exchanger, Piping system

OBSAH

1. ÚVOD.....	12
2. ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA	14
2.1 Podle způsobu výměny tepla.....	14
2.2 Podle vzájemného směru toku tekutin	14
2.3 Podle provedení konstrukce ploch výměny tepla.....	16
2.3.1 Trubkové výměníky	16
2.3.2 Deskové výměníky	18
3. SOUČASNÝ STAV OLEJOVÉHO CENTRÁLNÍHO MAZACÍHO SYSTÉMU (CMS) PAPIRENSKÉHO STROJE V SKMP, ZÁVOD ŽIMROVICE	21
4. NÁVRH CMS PRO OLEJOVÉ OBĚHOVÉ MAZÁNÍ SUŠÍCÍ ČÁSTI PAPIRENSKÉHO STROJE SE DVĚMI HYDROGENERÁTORY	26
4.1 Návrh hydrogenerátorů	26
4.2 Výpočet rozdělovačů pro uzel č.3	32
4.3 Návrh potrubí CMS.....	37
4.3.1 Výpočet pro současný stav	38
4.3.2 Výpočet pro navrhovaný stav	43
5. MĚŘENÍ TEPLOTY A TLAKU PŘI SOUČASNÉM PROVEDENÍ CMS.....	48
5.1 Měřicí přístroje.....	48
5.2 Měřicí senzory.....	50
5.3 Vlastní měření	52
5.3.1 Měření teploty	52
5.3.2 Měření tlaku.....	54
6. NÁVRH VODNÍHO CHLAZENÍ CMS A POROVNÁNÍ SE SOUČASNÝM VZDUCHOVÝM CHLAZENÍM.....	58
6.1 Výpočet vzduchového chladiče.....	59
6.2 Návrh a výpočet vodního chladiče	60
6.2.1 Návrh vodního chladiče pro současný stav.....	60

6.2.2	Návrh vodního chladiče pro navrhovaný stav	63
7.	ZÁVĚR.....	66

Seznam použitého značení

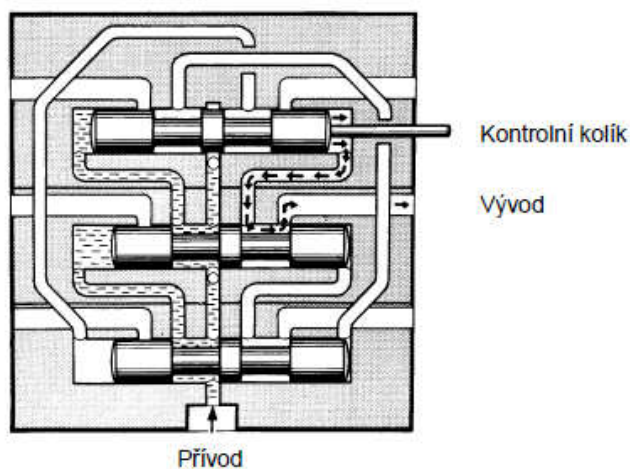
Označení	Název	Jednotka
Q_{vstup}	Vstupující množství maziva do rozdělovačů	$mm^3 \cdot zdvih^{-1}$
$Q_{výstup}$	Vystupující množství maziva z rozdělovačů	$mm^3 \cdot zdvih^{-1}$
Q_{2P}	Průtok s použitím dvoupólového elektromotoru	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{4P}	Průtok s použitím čtyřpólového elektromotoru	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_C	Celkový potřebný průtok do rozdělovačů	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{1,2}$	Průtok do rozdělovačů 1 a 2	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{4,5}$	Průtok do rozdělovačů 4 a 5	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{1,2,3,4}$	Průtok do rozdělovačů 1, 2, 3, 4	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{5,6,7}$	Průtok do rozdělovačů 5, 6, 7	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_1	Průtok do rozdělovače 1	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_2	Průtok do rozdělovače 2	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_3	Průtok do rozdělovače 3	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_4	Průtok do rozdělovače 4	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_5	Průtok do rozdělovače 5	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_6	Průtok do rozdělovače 6	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_7	Průtok do rozdělovače 7	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{potř.}$	Potřebné množství maziva do rozdělovače	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_p	Přebývající průtok u rozdělovače 7	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{p \ 0,5}$	Poloviční přebývající průtok u rozdělovače 7	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{5+p \ 0,5}$	Průtok do rozdělovače 5 + poloviční přebývající průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_{6+p \ 0,5}$	Průtok do rozdělovače 6 + poloviční přebývající průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_v	Průtok vody	$m^3 \cdot s^{-1}$

η_{el}	Účinnost elektromotoru	–
η_{hg}	Účinnost hydrogenerátoru	–
n_{el}	Otáčky elektromotoru	min^{-1}
V_g	Geometrický objem hydrogenerátoru	cm^3
p_c	Celkový dodávaný tlak	bar
$p_{1,2}$	Tlak jednoho a druhého hydrogenerátoru	bar
p_z	Tlaková ztráta	bar
Re	Reynoldsovo číslo	–
λ	Součinitel tření	–
P_{ch}	Výkon chladiče	W
P_{ch+R}	Výkon chladiče + rezerva 20%	W
$P_{vněn}$	Tepelný výkon z vně systému	W
P_{hg}	Výkon hydrogenerátoru	W
P_1	Výkon prvního hydrogenerátoru	W
P_2	Výkon druhého hydrogenerátoru	W
Δt	Rozdíl teplot	$^{\circ}\text{C}$
ρ	Hustota oleje	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_v	Hustota vody	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
c_v	Měrná tepelná kapacita vody	$\text{W} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c	Měrná tepelná kapacita oleje	$\text{W} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
S	Průřez potrubí	m^2
d	Průměr potrubí	m
v	Rychlost proudění kapaliny	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
ν	Kinematická viskozita	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
t_1	Teplota oleje vstupujícího do chladiče	$^{\circ}\text{C}$
t_2	Teplota oleje vystupujícího z chladiče	$^{\circ}\text{C}$
t_{v1}	Teplota chladící vody na vstupu	$^{\circ}\text{C}$

t_{v2}	Teplota chladicí vody na výstupu	°C
t_{\min}	Minimální teplota oleje v systému	°C
t_{\max}	Maximální teplota oleje v systému	°C

1. ÚVOD

Diplomová práce se zabývá mazáním mazaných míst a dopravováním maziva do těchto míst pomocí progresivního mazacího systému. Progresivní mazací systémy se používají v oblastech, kde je zapotřebí mazat 100 i více mazaných míst, které se vyskytují několik desítek metrů od agregátu. Tyto systémy využívají přesného dávkování maziva za pomoci progresivních rozdělovačů, jejichž popis funkce je uveden v bakalářské práci. V podstatě se jedná o postupný (progresivní) pohyb řídicích pístků, které do mazaného místa dodávají dané množství maziva za určitou dobu. Ke každému řídicímu pístku přísluší jeden paralelně zapojený dávkovací pístek, jehož zdvih je omezen výměnným dávkovacím šroubem. Do přívodu se přivede mazivo z hlavního agregátu, které je pod větším tlakem, než je hydraulický odpor dané sekce systému, tedy hydraulický odpor, který je dán součtem jednotlivých vývodů rozdělovače. Výhodou u progresivního rozdělovače je ať už vizuální nebo elektronická kontrola pohybu kontrolního kolíku jednoho z pístků [1]. Jako mazivo u progresivních systémů slouží olej nebo plastické mazivo do třídy konzistence NLGI 2.



Obr. 1.1 - Princip progresivního rozdělovače [1]

V diplomové práci je popsán současný stav oběhového mazacího systému papírenského stroje v SKMP, závod Žimrovice. Dále je v práci řešen návrh centrálního mazacího systému (CMS) pro olejové oběhové mazání sušící části papírenského stroje se dvěma hydrogenerátory. Návrh dvou hydrogenerátorů místo jednoho dosavadního byl z toho důvodu, že dodávání maziva z výtlačné větve pomocí jednoho hydrogenerátoru dělalo problémy při vychladnutí systému, kde byla po tomto vychladnutí vysoká viskozita maziva. Proto se mazací systém rozdělí na dvě strany, kde každé z navržených čerpadel

bude dopravovat mazivo na jednotlivou stranu systému, a to na stranu pohonu a na stranu obsluhy. Při tomto návrhu se bude vycházet z požadavku zadavatele. Tento požadavek spočíval v dvojnásobném navýšení maziva na jednotlivá mazaná místa. Toto navýšení na jednotlivá místa bylo řešeno v bakalářské práci a z tohoto navýšení budeme provádět vlastní návrh hydrogenerátorů a potrubního systému. K realizaci tohoto navýšení maziva prozatím nedošlo. Nicméně se bude provádět návrh systému s ohledem na tento požadavek navýšení maziva. Schémata současného i navrhovaného mazacího systému jsou uvedena v příloze č.1 a v příloze č.2.

Dále je provedeno měření teploty a tlaku při současném provedení mazacího systému, z kterého se bude vycházet pro návrh dvou hydrogenerátorů a tedy výkonu elektromotoru, kterým budou tyto hydrogenerátory poháněny. Zjištěné hodnoty po provedeném měření také použijeme pro tepelný výpočet a následně pro návrh vodního chladiče, který nahradí dosavadní vzduchový chladič, jehož výkon je nedostačující pro dosažení požadované provozní teploty oleje. Také bude uvedeno porovnání mezi vodním a vzduchovým chladičem.

Tato diplomová práce navazuje na předchozí bakalářskou práci, kde bylo řešeno dvojnásobné navýšení maziva na jednotlivá mazací místa, a byl proveden návrh progresivních rozdělovačů, s kterými se bude uvažovat i v této práci.

2. ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ TEPLA

Ve strojírenství a nejen v něm, se nachází spousta technologických procesů, které se neobejdou bez výměníků tepla. Výměníky tepla jsou taková zařízení, pomocí kterých dochází k přestupu tepla z jedné látky na druhou. Používá se k přivádění nebo odvádění tepla z procesu.

V současné době se využívá hned několik typů výměníků tepla, mezi nimiž jsou nejrozšířenější trubkové výměníky a deskové výměníky.

2.1 Podle způsobu výměny tepla

Z tohoto hlediska je dělíme na rekuperátory, regenerátory a na směšovací výměníky. *Rekuperátory* jsou takové výměníky, kde pracovní látky jsou od sebe odděleny stěnou. Výměna tepla probíhá tedy kontinuálně. *Regenerátory* (akumulační tepelné výměníky) se rozlišují tím, že tepelná výměna probíhá přerušovaně, a to tak, že se přivede do výměníku jedna tekutina, ta výměník ohřeje nebo ochladí, poté se přivede druhá tekutina, která se ohřívá nebo ochlazuje při styku se stěnami výměníku. Díky tomuto procesu dochází k regeneraci. U *směšovacích výměníků* dochází k bezprostřednímu styku obou látek a přenos tepla je zpravidla spojen s přenosem hmoty [2], [3], [4], [5], [6].

V našem případě se jedná o odebírání tepla z procesu, tedy o ochlazování pracovní kapaliny a o rekuperátory, které budou dále v textu popisovány.

2.2 Podle vzájemného směru toku tekutin

Souproudé uspořádání

Osy proudů ohřívaného a ohřívajícího média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl. Teplotního spádu využívá nejhůře. Výstupní teplota ohřívaného média je vždy nižší než výstupní teplota ochlazovaného média. Jeho výhodou je větší rovnoměrnost teplotního pole materiálu stěny, což je v některých případech rozhodující. Nejvyšší teplota stěny je nižší než u protiproudu.

Protiproudé uspořádání

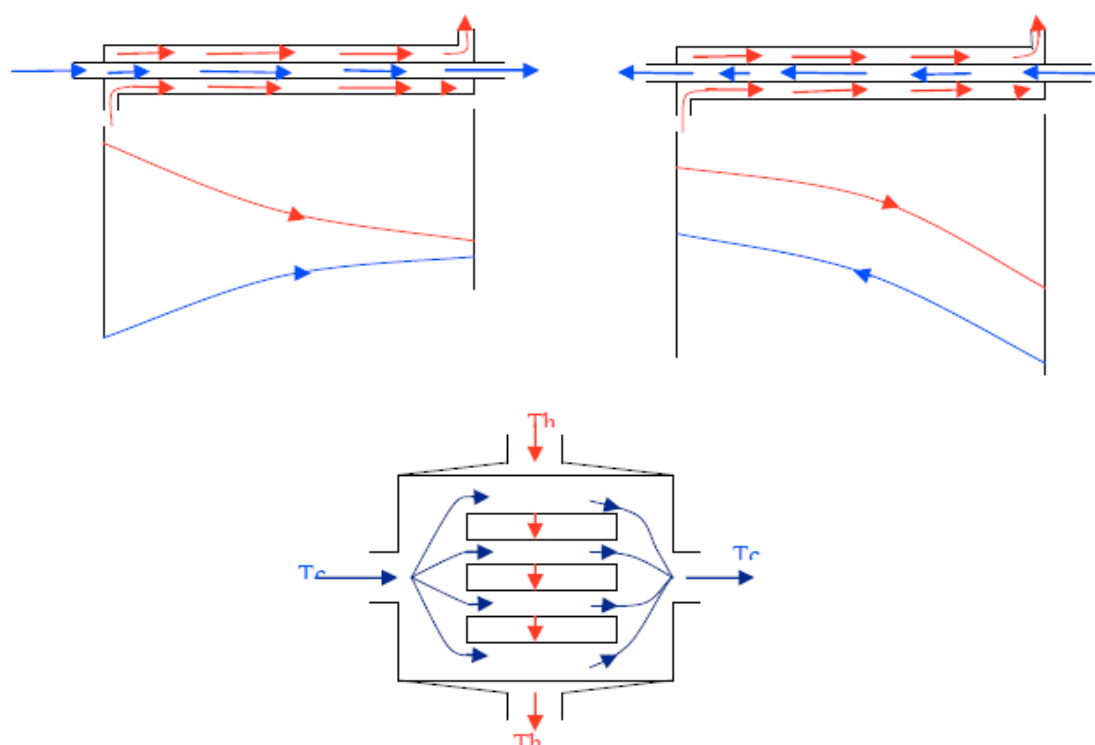
Osy proudů jsou rovnoměrné, ale mají opačný směr. Nejlépe využívá teplotní spád. Výměníky tohoto typu umožňují dosažení nejvyšší teploty ohřívaného média nebo nejnižší teploty chlazeného média.

Křížové uspořádání

Osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° . Výměníky tohoto typu bývají obvykle snáze konstruované než oba předchozí typy a mají také některé výhody z hlediska intenzifikace přenosu tepla.

Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové provedení (kombinované)

Kombinované proudění je kompromisem mezi požadavky tepelné efektivity a snadné konstrukce. Počet chodů není omezen a při větším počtu chodů se takové uspořádání blíží protiproudému, popřípadě souproudému uspořádání. U plášťových výměníků se využívá teplotní spád méně efektivně než při čistém protiproudu [7].



Obr. 2.1- Proudění ve výměnících – souproud, protiproud, křížový proud [8]

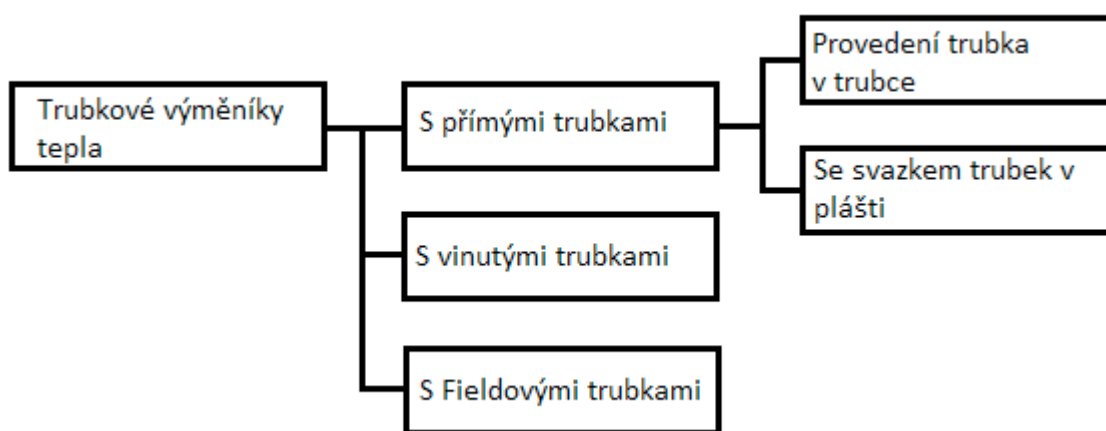
2.3 Podle provedení konstrukce ploch výměny tepla

Z hlediska tvaru provedení ploch rozdělujeme výměníky na:

- Trubkové výměníky
- Deskové výměníky

2.3.1 Trubkové výměníky

Rozdělení trubkových výměníků:



Obr. 2.2 - Rozdělení trubkových výměníků [9]

Trubkové výměníky jsou jedny z nejpoužívanějších výměníků v praxi. V trubkovém výměníku proudí dvě média o různých počátečních teplotách. Jedno médium proudí vně a druhé uvnitř těchto trubek. K přenosu tepla z jednoho média na druhé dochází přes stěny trubek.

Tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti



Obr. 2.3 - Zvolený trubkový vodní dvouchodý chladič [10]

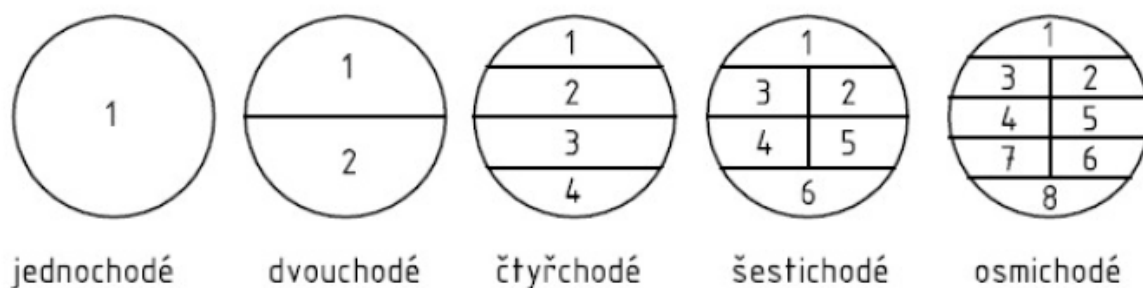
Tento typ výměníků se svazkem trubek v plášti bývá nejčastěji používán v praxi a bývá složen z pláště, svazku trubek, trubkovnic, podélnými nebo přínými přepážkami (segmentové, diskové, šroubovicové, tyčové), vstupních a výstupních komor, popřípadě obrátových komor. Teplo je předáváno prouděním médií mezi trubkovým a mezitrubkovým prostorem. V mezitrubkovém prostoru se nachází přepážky, které slouží k tomu, aby se médium pohybovalo i napříč trubkám, a také slouží ke zmírnění vibrací trubek a k podepření trubek, aby nedošlo k jejich ohybu. Ve výměnících se nejedná o čistý o souproud či protiproud, tak jak je tomu u výměníku typu trubka v trubce. Orientace proudů se mění v závislosti na průběhu toku. Jsou snadno udržovatelné a opravitelné. Délkou výměníku a počtem trubek je měněna teplosměnná plocha, tj. jeho výkon.

Díky své robustní konstrukci je vhodný pro vysokotlaké aplikace, kde tlak v plášti může dosahovat hodnoty $p = 30 \text{ MPa}$ a tlak v trubkách hodnoty $p = 140 \text{ MPa}$. Lze je použít pro aplikace do teplot $t = 800 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Jejich nevýhodou jsou vysoké tlakové ztráty a větší hmotnost.

V případě, že je nutné řešit tepelnou dilataci trubek, tj. v případě, že jsou větší délky trubek, anebo větších rozdílných teplot médií se použije výměník tepla s U–trubkami, anebo výměník tepla s plovoucí hlavou.

Rozdělení trubek do počtu chodů

Prochází-li médium trubkovnicí pouze jednou, jedná se o jednochodé výměníky, prochází-li vícekrát, jedná se o vícechodé výměníky. Nejčastěji používané výměníky jsou se dvěma chody.

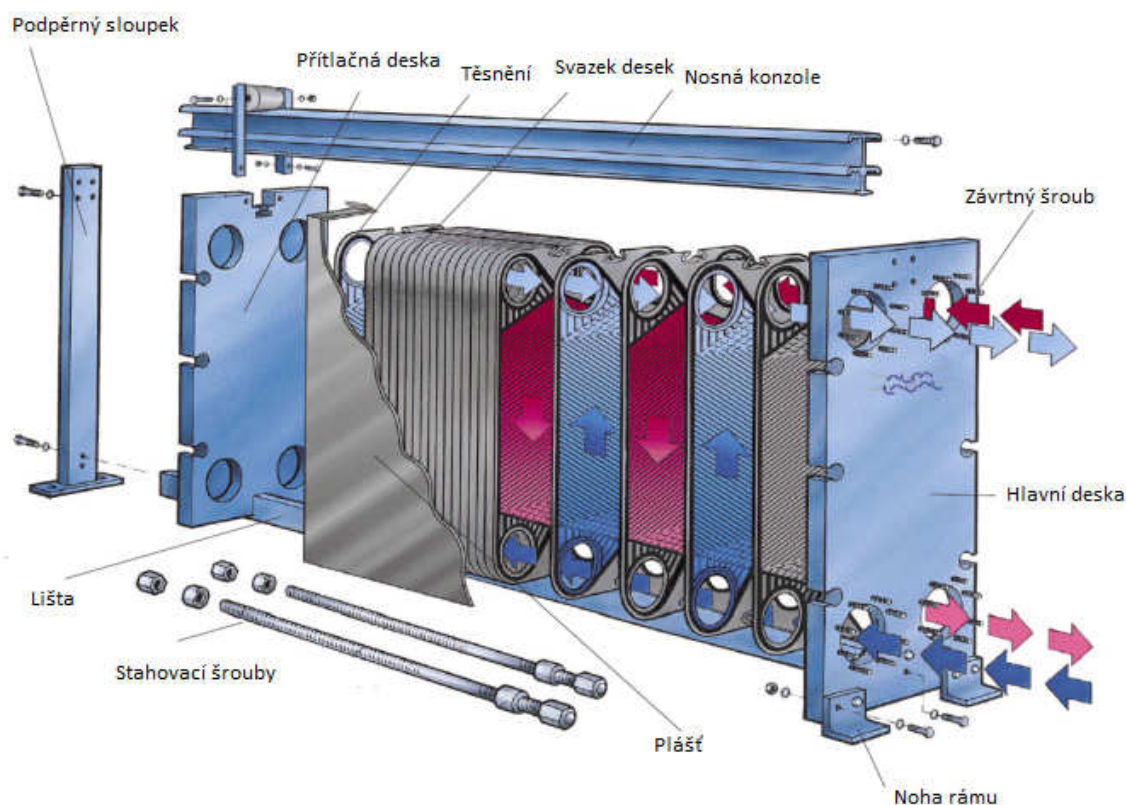


Obr. 2.4 - Rozdělení trubek do počtu chodů [9]

2.3.2 Deskové výměníky

Deskové výměníky patří ke konstrukčně nejmladším výměníkům tepla. V podstatě se jedná o desky, které jsou naskládány za sebou. Tyto desky bývají nejčastěji vyráběny z nerezové oceli, ale mohou být použity i jiné běžné materiály. Výkon výměníku lze ovlivnit počtem na sebe připojených desek.

Média prochází horní i dolní částí deskového výměníku, kde část těchto médií protéká střídavě mezideskovými prostory, čímž se díky protiproudému toku zefektivní tepelná výměna. V pravém horním rohu hlavní desky vstupuje primární médium, které pak v každém druhém mezideskovém prostoru protéká dolů a vystupuje v pravém dolním rohu hlavní desky. Ovšem u sekundárního média je tomu naopak. Princip tepelné výměny je znázorněn na obr. 2.5. Náchylnost těchto výměníků na zanášení bývá nižší než u trubkových výměníků. Usazování nečistot ve výměníku se projeví poklesem výkonu a většími tlakovými ztrátami.



Obr. 2.5 - Deskový výměník [11]

V chladičích oleje bývá používáno jako chladicí médium voda nebo vzduch.

Na základě použitého média se tedy chladiče dělí na vzduchové a vodní. Vodní chladiče byly již zmíněny. Vzduchové chladiče jsou konstrukčně jednodušší, a jsou tedy levnější, avšak nedisponují takovým chladicím výkonem jako vodní chladiče. Vzduchové chladiče se používají obzvláště pro mobilní techniku a pro menší hydraulické okruhy. Tam, kde nepostačí chladicí výkon vzduchového chladiče, použijeme vodní chladič, který má větší chladicí výkon, avšak je konstrukčně a provozně náročnější a to z toho důvodu, že je nutný přívod a odvod vody spojen s její velkou spotřebou [12].

V našem případě se bude jednat o návrh vodního chladiče, jelikož potřebujeme odvést velké množství tepla.

Vzduchové chladiče



Obr. 2.6 - Vzduchový chladič použitý v systému [13]

Hlavní výhodou vzduchového chlazení je dostupnost chladicího média, které se nachází všude kolem nás. Z tohoto důvodu je tohle chlazení v praxi používáno poměrně často.

Vzduchové chlazení má ovšem několik nevýhod, které vyplývají z nízkého měrného tepla vzduchu a z nízkého koeficientu přestupu tepla. To zapříčiňuje potřebu velkých teplosměnných ploch. Doprava vzduchu bývá doprovázena pomocí ventilátorů. Účinnosti vzduchových chladičů závisí na teplotě okolí, tedy na ročních obdobích a na tom, zdali je den nebo noc.

Paralelně seskupené hliníkové profily jsou seskládány do jednoho svazku. Uvnitř těchto profilů proudí horký olej, který předává teplo přes stěny svazku proudícímu vzduchu, který je zajišťován pomocí již zmiňovaného ventilátoru.

Výhody:

- Vzduch je vždy k dispozici
- Při výpadku motorů fungují, avšak za cenu nižší účinnosti
- Levnější údržba
- Jednodušší konstrukce a s tím související nižší cena

Nevýhody:

- Nižší účinnost než u vodních chladičů
- Hlučnost
- Účinnost závisující na teplotě okolí

3. SOUČASNÝ STAV OLEJOVÉHO CENTRÁLNÍHO MAZACÍHO SYSTÉMU (CMS) PAPIRENSKÉHO STROJE V SKMP, ZÁVOD ŽIMROVICE

Pozn.: Schéma současného stavu CMS je uvedeno v příloze č.1.

Mazací systém papírenského stroje se skládá z jednoho výtlačného (hlavního) agregátu o objemu $V = 630$ litrů a dvou přečerpávacích agregátů o objemu $V = 160$ litrů, dále 7 primárních a 23 sekundárních progresivních rozdělovačů, které dodávají mazivo do mazaných míst, a vlastního rozvodného potrubí.

Hlavní agregát (obr. 5.5) je rozdělen na 2 části pomocí přepážky a to na část výtlačnou (vpravo) a na část vratnou (vlevo). Agregát dodává do mazacího systému pomocí jednoho zubového hydrogenerátoru s přímými zuby o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$ a pomocí čtyřpólového elektromotoru o výkonu $P = 2,2 \text{ kW}$ průtok o velikosti $Q = 13,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Mazací místa, jejichž počet je 106, se nachází $31 \div 48$ metrů od hlavního agregátu. Jako kapalina zde slouží převodový olej Texaco Pinnacle EP 220.

Parametry převodového oleje:

Kinematická viskozita při 40°C	220	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita při 100°C	26,1	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Bod vzplanutí	234	°C
Bod tuhnutí	-48	°C
Hustota	853	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Viskozitní index	154	

[14]

Tento olej putuje z hlavního agregátu přes tzv. duplexní (dvojitý) filtr (poz. 20, 21) (obr. 5.6), u něhož je možné vyměnit filtrační vložku za provozu papírenského stroje, do systému. Stačí pouze pomocí kulového ventilu přepnout průtok na druhou filtrační vložku. Filtrační schopnost tohoto filtru je 20 μm .

Následně pak doputuje olej do místa, kde se nachází tzv. kostka, která nám rozdělí průtok kapaliny na 2 směry a to na stranu pohonu a na stranu obsluhy. Takto se olej

dopraví až k primárním rozdělovačům typu VPX (VOGEL) (obr. 5.7), které nám dále rozvětví systém, až se dostane kapalina k sekundárním rozdělovačům typu VP (VOGEL). Sekundární rozdělovače už plní úlohu vlastního mazání mazaných míst. Před každým primárním rozdělovačem nacházejícím se v systému je zabudován škrťací ventil pro regulaci průtoku vstupujícího do tohoto rozdělovače. Na každém posledním segmentu u primárních rozdělovačů je umístěn indukční snímač, který udává, zdali je rozdělovač v požadovaném provozuschopném stavu. Mazanými místy v našem případě jsou ložiska válců, po kterých putuje papír, který se během procesu vysouší. Dále pak jsou mazána ozubená kola a jejich ložiska v převodové skříně.

Kompletní přehled jak primárních, tak sekundárních rozdělovačů s konkrétními mazanými místy, je uveden jako příloha č.5.

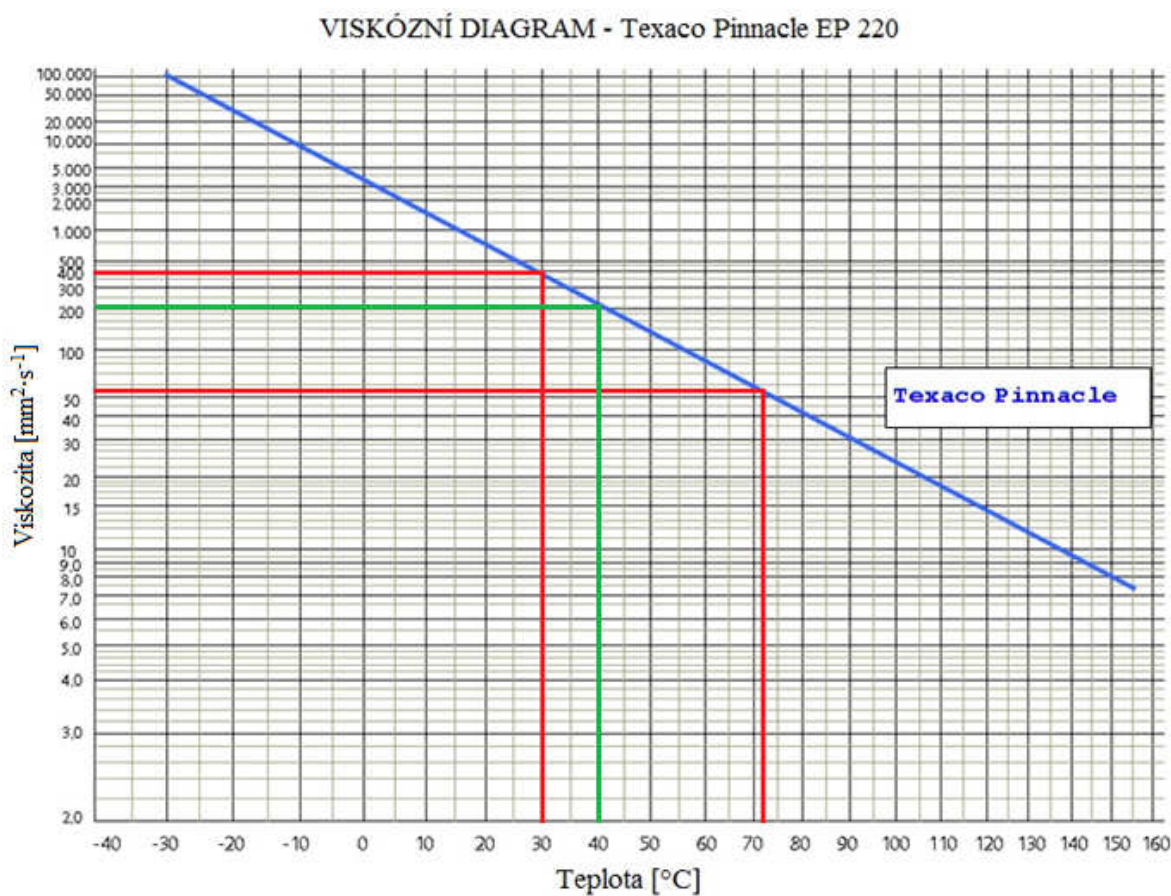
Po provedeném namazání mazaných míst se kapalina pomocí beztlakového spádového vedení odvede do přečerpávacích agregátů a do vratné části výtlačného agregátu, která se nachází nalevo od přepážky nádrže. Přečerpávající agregáty obsahují také zubové hydrogenerátory s přímými zuby o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$. Ovšem zde již nejsou tyto hydrogenerátory poháněny čtyřpólovým elektromotorem, ale dvoupólovým, který disponuje výkonem $P = 3 \text{ kW}$ a otáčkami 2890 min^{-1} . Tohle osazení je i na vratné straně výtlačného agregátu. Průtok kapaliny z těchto agregátů je tedy $Q = 28,09 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Z přečerpávacích agregátů se olej přečerpá přes magnetický separátor do vratné části hlavního agregátu, kde dochází k ustálení kapaliny, odloučení vody od kapaliny, hrubých nečistot a vzduchu. Přečerpání oleje z vratné části hlavního agregátu na stranu výtlačnou probíhá skrz duplexní filtr (poz. 20) a vzduchový chladič (poz. 29, 30), který je v případě potřeby uveden do provozu. Toto přečerpávání oleje se děje při dosažení určité hladiny hlídané pomocí plovákového snímače (poz.6). Tento snímač sepne elektromotor, který spolu s přečerpávacím hydrogenerátorem přečerpá olej z vratné části nádrže do výtlačné. Hlavní agregát je řešen tak, že nemůže dojít k úplnému vyčerpání oleje a ani k přetečení nádrže.

V současné době je vzduchový chladič značně nevyhovující z důvodu nedostatečného chladičského výkonu a k náchylnosti na zanášení nečistotami vzhledem k prostředí, v kterém se nachází. A proto bude později prováděn návrh na chladič vodní.

Při současném provedení CMS dochází při nabíhání systému k již zmíněnému problémovému dělení průtoku na stranu obsluhy a na stranu pohonu. Tento problém bude řešen v následujícím bodě a to s pomocí dvou hydrogenerátorů. Dále provedeme návrh

výtlačného potrubního systému pro dvojnásobné navýšení maziva a v posledním bodě diplomové práce bude řešeno nedostatečné chlazení pracovní kapaliny.

Zde je uveden viskózní diagram oleje, který je nyní používán v systému. Viskózní diagram použijeme při volbě hydrogenerátoru, který bude schopen pracovat v průběhu teplot vyskytujícího se u mazacího systému. Viskozita patří mezi základní fyzikální vlastnosti a je závislá na provozních podmínkách, tj. na teplotě okolního prostředí a pracovním tlaku. V diagramu je uvedena závislost viskozity na teplotě. Tento diagram je uveden ještě samostatně pro lepší čitelnost a názornost jako příloha č. 6.



Obr. 3.1 - Viskózní diagram – Texaco Pinnacle EP 220

V diagramu jsou červenými linkami znázorněny viskozity pro minimální a maximální teploty systému. Kde minimální teplota $t_{\min} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je dána nastavením termostatu, který sepne topné těleso, jakmile teplota oleje klesne pod tuto hodnotu. Této teplotě odpovídá kinematičká viskozita $\nu = 400 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, tzn., že hydrogenerátory jsou schopny s touto viskozitou bezproblémově pracovat. A pro maximální teplotu $t_{\max} = 72 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vyskytující se v systému odpovídá kinematičká viskozita $\nu = 55 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Což je hodnota v rozmezí doporučené viskozity ($20 \div 100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) pro současné hydrogenerátory, ale i pro

navrhované. Jelikož jsou pak navrženy hydrogenerátory od stejného výrobce a dokonce se stejným geometrickým objemem. K problematice návrhu hydrogenerátorů se dostáváme v následujícím bodě diplomové práce.

Zelenými linkami je znázorněna kinematická viskozita oleje $220 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ pro 40°C .

Parametry všech použitých hydrogenerátorů - Vivoil XV-2P/11:

Geometrický objem	10,8	cm^3
Maximální tlak	300	bar
Minimální otáčky	700	min^{-1}
Maximální otáčky	3500	min^{-1}
Minimální operační viskozita	10	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální operační viskozita	100	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální přípustná viskozita při rozběhu	1500	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Doporučená viskozita	20 – 100	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Provozní teplota kapaliny	-15 – 80	$^\circ \text{C}$
Doporučená provozní teplota kapaliny	30 – 50	$^\circ \text{C}$
Teplota okolí	-20 – 60	$^\circ \text{C}$
Maximální rychlost kapaliny na vstupu	3 – 5,5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální rychlost kapaliny na výstupu	0,5 – 1,5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Požadovaná filtrace vstupní kapaliny	30 – 60	μm

[15]

V současné době jsou původní progresivní rozdělovače nahrazeny jinými. Tyto rozdělovače se při poruchách nebo špatné funkčnosti z důvodu uplynutí doby životnosti průběžně zaměňovaly s ohledem na již budoucí návrh CMS.



Obr. 3.2 - Pohled na linku papírenského stroje v SKMP, závod Žimrovice



Obr. 3.3 - Pohled na válce papírenského stroje, po kterých putuje papír

4. NÁVRH CMS PRO OLEJOVÉ OBĚHOVÉ MAZÁNÍ SUŠÍCÍ ČÁSTI PAPIRENSKÉHO STROJE SE DVĚMI HYDROGENERÁTORY

Návrh CMS pro olejové mazání se bude týkat:

- vlastního návrhu dvou hydrogenerátorů místo dosavadního jednoho
- změnou segmentů primárního rozdělovače u uzlu č.3 a kontrolou tohoto rozdělovače.
- návrhu světlostí potrubí

Při návrhu se bude vycházet z bakalářské práce, kde bylo navyšováno množství maziva na jednotlivá místa dvojnásobně.

4.1 Návrh hydrogenerátorů

Důvodem pro zavedení dvou hydrogenerátorů je, že při odstávce papírenského stroje a tím tedy po vychladnutí systému, kdy převodový olej má vysokou kinematickou viskozitu, dochází k problémovému dělení průtoku z jedné výtlačné větve. Z tohoto důvodu se budou zavádět dva hydrogenerátory. Mazací systém se tedy rozdělí na stranu obsluhy a na stranu pohonu (viz příloha č.2). Při návrhu se bude vycházet z bakalářské práce, kde bylo navyšováno množství maziva na jednotlivá místa dvojnásobně a byl tedy navrhnut hydrogenerátor o geometrickém objemu $V_g = 22,8 \text{ cm}^3$, který dodával společně s čtyřpólovým elektromotorem o výkonu $P = 4 \text{ kW}$ průtok $Q = 29,55 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tento hydrogenerátor bude tedy nahrazen dvěma hydrogenerátory, které budou schopny dodávat dostatečné množství maziva. Po rozdělení systému na dvě strany musíme spočítat potřebný průtok na každou jednotlivou stranu systému zvlášť, jelikož počet rozvaděčů a mazaných míst je na každé straně různý.

Jelikož bude zachováno požadované množství maziva, nebudu již zde provádět návrh přečerpávacích hydrogenerátorů, který byl již uveden v BP. Jen zde zmíním, že se jednalo o hydrogenerátory s geometrickým objemem $V_g = 22,8 \text{ cm}^3$, které budou poháněny dvoupólovými 4 kW elektromotory.

$$Q_{2P} = V_g \cdot n_{el} \cdot \eta_{hg} = 0,0228 \cdot 2905 \cdot 0,9 = 59,61 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

(4.1.1)

Rozdělení mazacího systému na stranu pohonu a na stranu obsluhy

Potřebný průtok pro jednotlivé strany mazacího systému:

Strana obsluhy		Strana pohonu	
uzel č.	Q $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	uzel č.	Q $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
1	2,88	4	2,64
2	2,88	5	2,64
3	4,56	6	3,60
		7	6,00
Celkový průtok	10,32	Celkový průtok	14,88

Tab. 4.1 - Průtoky do jednotlivých uzlů systému [30]

Jak lze vidět z tabulky 4.1, tak potřebný průtok pro dostatečné dávkování maziva pro jednotlivé strany mazacího systému je rozdílný asi o $4,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pro rovnoměrnější dávkování maziva a zajištění lepšího mazání mazacích míst systému přerozdělíme uzly primárních rozdělovačů tak, aby na stranu obsluhy a na stranu pohonu byly pokud možno dodávány shodné velikosti průtoků. Jelikož bude proveden návrh nového potrubního rozvodu, nebude problém přemístit uzel č.4 na stranu obsluhy, a tím zajistit lepší dávkování maziva v systému.

Pak tedy:

Strana obsluhy		Strana pohonu	
uzel č.	Q $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	uzel č.	Q $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
1	2,88	5	2,64
2	2,88	6	3,60
3	4,56	7	6,00
4	2,64		
Celkový průtok	12,96	Celkový průtok	12,24

Tab. 4.2 - Průtoky do jednotlivých uzlů systému po přerozdělení uzlu č.4

Pro mazací systém budou navrženy dva hydrogenerátory, které budou poháněny jedním elektromotorem. Tyto hydrogenerátory budou o stejném geometrickém objemu, jelikož potřebujeme pro stranu obsluhy i pro stranu pohonu téměř stejný průtok maziva.

Tato volba nám také umožní dodávat do systému stejný pracovní tlak, který progresivní rozdělovače potřebují pro svůj bezproblémový chod.

Jak lze vidět z tabulky 4.2, tak potřebujeme zvolit hydrogenerátory o geometrickém objemu tak, aby bylo dosaženo potřebného průtoku $Q = 12,96 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Volba hydrogenerátoru

$$V_g = \frac{Q}{n_{el} \cdot \eta_{hg}} = \frac{12,96 \cdot 10^3}{1420 \cdot 0,9} = 10,14 \Rightarrow \text{volím } V_g = 10,8 \text{ cm}^3 \quad (4.1.2)$$

Průtok s použitím čtyřpólového elektromotoru, který disponuje asi 1420 otáčkami za minutu

$$Q_{4P} = V_g \cdot n_{el} \cdot \eta_{hg} = 0,0108 \cdot 1420 \cdot 0,9 = 13,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1.3)$$

Po provedeném návrhu můžeme konstatovat, že vypočtený průtok je dostačující .

Návrh elektromotoru pro výtlačné hydrogenerátory

Dále se při návrhu ohlížíme na hodnoty tlaků, kterých potřebujeme dosáhnout. Tlaky, které nastanou v systému pro příslušné teploty oleje, jsou vyjádřeny v tabulce 4.3. Tyto hodnoty tlaků se zjistily měřením na tlakové větvi u hlavního agregátu na měřícím bodu (poz. 26, 27), kde se nachází tzv. minimeska. S ohledem na tyto naměřené hodnoty se volí elektromotor, který bude schopen s kombinací hydrogenerátoru tyto tlaky vytvořit.

Hodnoty tlaků pro příslušné teploty zjištěné měřením za současného stavu mazacího systému:

Teplota oleje °C	Tlak- výtlačná větev - bar
72	24
63	31
44	40
31	82

Tab. 4.3 - Velikosti tlaků pro různé teploty naměřené na výtlačné větvi

Výpočet tlaku pro oba hydrogenerátory

Jak už bylo uvedeno, jedná se o návrh dvou hydrogenerátorů poháněných jedním elektromotorem. Účinnosti pro elektromotory a pro hydrogenerátor byly zjištěny z katalogových listů výrobců. Výkon elektromotoru zvolíme $P = 4 \text{ kW}$.

$$p_c = \frac{P \cdot \eta_{el}}{Q_{4P} \cdot 100\,000} = \frac{4000 \cdot 0,86}{2,3 \cdot 10^{-4} \cdot 100\,000} = 149,56 \text{ bar} \quad (4.1.4)$$

Tedy tlak, který bude dodáván jedním hydrogenerátorem

$$p_{1,2} = \frac{p_c}{2} = \frac{149,56}{2} = 74,78 \text{ bar} \quad (4.1.5)$$

Jak lze vidět z tabulky č. 4.3, tento výkon elektromotoru by byl pro naběhnutí systému po prostoji a vychladnutí oleje nedostačující. Máme tedy dvě možnosti, jakými způsoby můžeme docílit bezproblémového naběhnutí systému.

První z nich je, že zvolíme elektromotor o větším výkonu, pomocí kterého tedy dosáhneme větších tlaků.

Druhou možností by mohlo být, že nastavíme termostat na teplotu spínání topného tělesa (poz. 10) místo současných $30 \text{ }^\circ\text{C}$ na takovou hodnotu, kde již bude stačit pro rozběhnutí systému i 4 kW elektromotor. Topné těleso bude zahřívat olej dříve a nebude zapotřebí takového výkonu elektromotoru, jelikož potřebný tlak pro rozběhnutí mazacího okruhu bude nižší vlivem vyšší teploty. Zvolíme tedy nastavení termostatu na vyšší teplotu. Tímto se při odstávce papírenského stroje sepne topné těleso již dříve a docílíme tak toho, že výkon elektromotoru bude dostačující.

Volba většího výkonu elektromotoru, a to o výkonu $P = 5,5 \text{ kW}$.

Nejprve provedeme zpětně výpočet na skutečný dodávaný průtok odpovídající skutečným otáčkám elektromotoru $1455 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$Q_{4P} = V_g \cdot n_{el} \cdot \eta_{hg} = 0,0108 \cdot 1455 \cdot 0,9 = 14,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,34 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1.6)$$

$$p_c = \frac{P \cdot \eta_{el}}{Q_{4P} \cdot 100\,000} = \frac{5500 \cdot 0,86}{2,34 \cdot 10^{-4} \cdot 100\,000} = 202,13 \text{ bar} \quad (4.1.7)$$

Tedy tlak, který bude dodáván jedním hydrogenerátorem

$$p_{1,2} = \frac{p_c}{2} = \frac{202,13}{2} = 101,6 \text{ bar} \quad (4.1.8)$$

Z provedených měření můžeme konstatovat, že tato hodnota tlaku je plně vyhovující.

Při návrhu hydrogenerátorů došlo k tomu, že dodávaný průtok ($14,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) na straně obsluhy ($12,96 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) a na straně pohonu ($12,24 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) převyšuje požadované množství maziva. Řešením by mohlo být použití frekvenčního měniče, pomocí kterého snížíme otáčky elektromotoru a tím i dodávané průtočné množství do rozdělovačů. Avšak tato varianta s použitím frekvenčního měniče v našem případě nepřichází v úvahu z toho hlediska, že frekvenční měnič by se nacházel v nevhodném prostředí, a to v oblasti vysoké teploty a v oblasti, kde by byl frekvenční měnič ohrožen vodou, která je používána při čištění válců pomocí vodní sprchy pro odstranění odřezků a odpadu, které vznikají při výrobě papíru. Toto čištění se provádí během odstávky papírenského stroje. Dalším důvodem pro odstoupení od frekvenčního měniče je další navýšení nákladů. Tuto variantu jsem zde uvedl jako jednu z uvažovaných možností, která byla ovšem zamítnuta z výše uvedených důvodů. Tímto dojde k mírnému přemazávání mazaných míst, avšak toto převýšení má tu výhodu, že bude docházet k lepšímu odvodu nečistot ze systému.

Tímto byly navrhnuty dva výtlačné hydrogenerátory o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$, které splňují potřebné dávkování maziva na požadovaná mazaná místa. Dále byl navrhnut čtyřpólový elektromotor o výkonu $P = 5,5 \text{ kW}$, který bude tyto hydrogenerátory pohánět.

Pojistný ventil na výtlačné větvi je nastaven na hodnotu $p = 90 \text{ bar}$, to znamená, že při dalších neplánovaných změnách v systému a nárůstu tlakových ztrát bude při rozbíhání systému část průtoku protékat přes pojistný ventil do té doby, než se olej zahřeje natolik, až dojde k hodnotě tlaku nastavené na pojistném ventilu, což je zmiňovaných 90 bar a pak se pojistný ventil uzavře. Ovšem toto protékání průtočného množství přes pojistný ventil je po určitou omezenou dobu rozběhu papírenského stroje výhodné z toho hlediska, že při

tomto procesu dochází k ohřevu kapaliny, a tím se mazací systém rychleji dostane na provozní teplotu.

Technické informace ke zvoleným elektromotorům Siemens:



Obr. 4.1 – Zvolený elektromotor – provedení s přírubou a bez příruby (patkový) [16]

5,5 kW (čtyřpólový) 1LA7 130-4AA61

Jedná se o trojfázové asynchronní elektromotory s rotorem nakrátko a s přírubovým provedením. Tyto elektromotory mají vlastní chlazení.

- Pro trvalé zatížení S1
- Pro teplotu okolí -30 až 40 °C
- Pro jmenovitá napětí 400V Δ / 690VY, 50 Hz / / 460V Δ , 60 Hz pro možnost spouštění přepínačem Y- Δ
- Zapojení těchto elektromotorů bude Δ /Y 400/690V 50 Hz

Synchronní otáčky se přímo úměrně mění v závislosti na síťovém kmitočtu. Motory jsou vhodné pro směr otáčení vpravo i vlevo. Při připojení U1, V1, W1 na L1, L2, L3 se motor otáčí vpravo při pohledu na hnací konec hřídele. Záměnou dvou fází se dosáhne opačného směru otáčení. Motory jsou normálně jištěny proti přetížení pomocí tepelné zpožděné ochrany [30].

4.2 Výpočet rozdělovačů pro uzel č.3

Pro mazaná místa, která měla být obstarávána segmenty typu PSG3 (Vogel) 2400 u rozdělovače č.3, je požadováno ještě o něco větší navýšení množství maziva na daná místa, která jsou těmto segmentům přidělena. Z tohoto důvodu budou segmenty tohoto typu nahrazeny segmenty typu PSG3 (Vogel) 3200, která zajistí dostatečné mazání mazaných míst. Tím pádem budou na primárním rozdělovači v tomto uzlu všechny segmenty stejné.

Tabulka udávající množství maziva na zdvih pro segment PSG3 2400, který je nahrazován segmentem typu PSG3 3200 pro centrální mazací systém pro uzel č.3:

Primární rozdělovače typu PSG3 (Vogel)	
Typové označení segmentu	Množství maziva na zdvih
2400	$2400 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$
3200	$3200 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$

Tab. 4.4 - Segmenty primárního rozdělovače

Tabulka udávající množství maziva na zdvih u každého typu segmentu použitých u sekundárních rozdělovačů, které jsou navrhovány pro centrální mazací systém:

Sekundární rozdělovače typu SSVD (Lincoln)	
Typové označení segmentu	Množství maziva na zdvih
SSVD 10	$1000 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$
SSVD 14	$1400 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$

Tab. 4.5 - Segmenty sekundárního rozdělovače

Pozicí č. 3 v obr. 4.2, 4.3 je označen primární rozdělovač, do kterého je potřeba dodat mazivo o průtoku $Q_{\text{potř.}} = 2,88 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ pro uvažovaných 100 zdvihů za minutu. Této hodnoty jsme docílili sečtením jednotlivých množství průtoků maziva ze segmentů primárního rozdělovače.

$$\begin{aligned} Q_{\text{potř.}} &= 4\,800 + 4\,800 + 6\,400 + 12\,800 = 28\,800 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1} = \\ &= 2,88 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4.2.1)$$

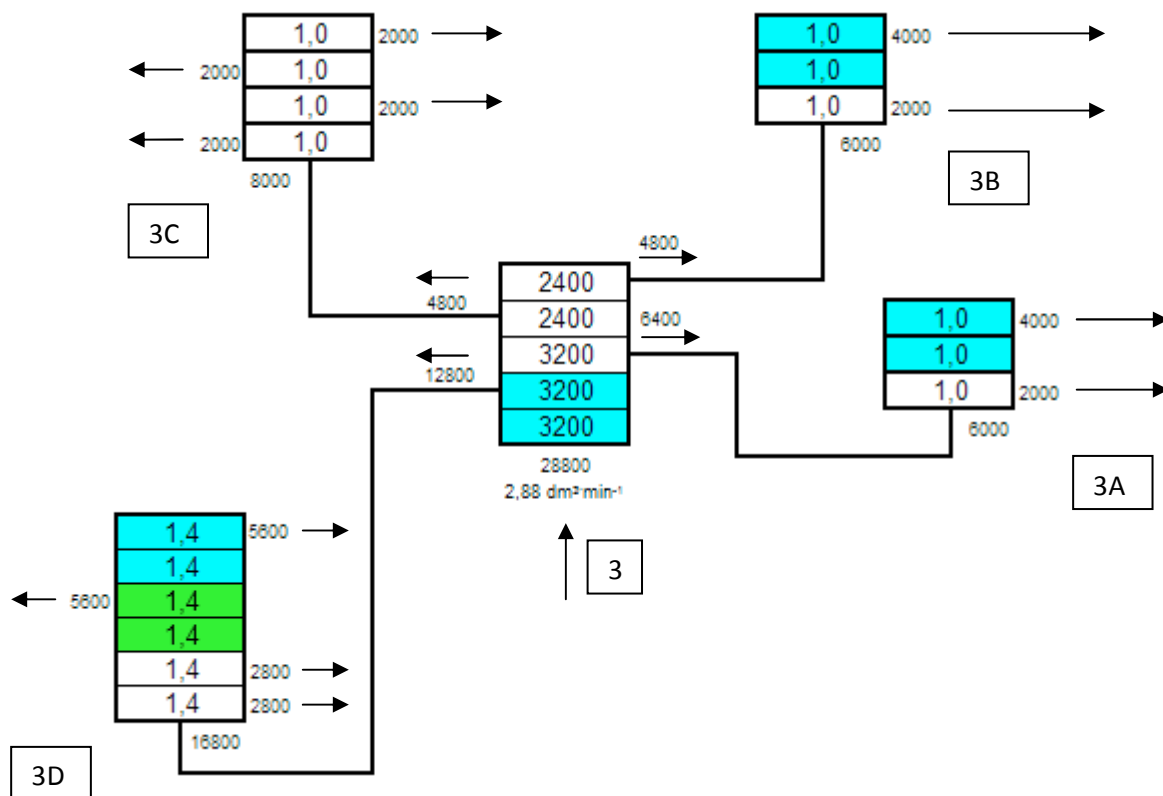
Toto množství maziva ($2,88 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) vstupujícího do primárního rozdělovače se tedy dále dělí do čtyř sekundárních rozdělovačů (3A, 3B, 3C, 3D) jak je znázorněno šipkami. U těchto šipek je uvedeno množství maziva v $\text{mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$, které je ovšem za předpokladu již zmiňovaných 100 zdvihů za minutu. Barevné značení u segmentů rozdělovačů znázorňuje, že se jedná o tzv. přemostění segmentů a tudíž na výstupu druhého segmentu vyteče dvojnásobné množství maziva.

Máme tedy první 2 segmenty primárního rozdělovače o velikosti $3\,200 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$ přemostěny, to odpovídá dávce maziva z výstupu druhého segmentu $6\,400 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$. A jelikož se navíc jedná o segmenty typu „single“ (segment s jedním vývodem oproti dvěma „twin“), tak bude průtok ještě dvojnásobně navýšen a dostaneme se na hodnotu $12\,800 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$. Dále se pak tyto průtoky ze sekundárních rozdělovačů dělí na jednotlivá mazaná místa.

Poté toto množství maziva $12\,800 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$ vstupuje do sekundárního rozdělovače 3D. Na obr. pod tímto rozdělovačem (3D) je uvedena hodnota $16\,800 \text{ mm}^3 \cdot \text{zdvih}^{-1}$. Této hodnoty jsme docílili opět sečtením jednotlivých dodávaných množství maziva z jednotlivých segmentů sekundárního rozdělovače, jako tomu bylo u rozdělovače primárního. Což je opět hodnota pro předpokládaných 100 zdvihů za minutu.

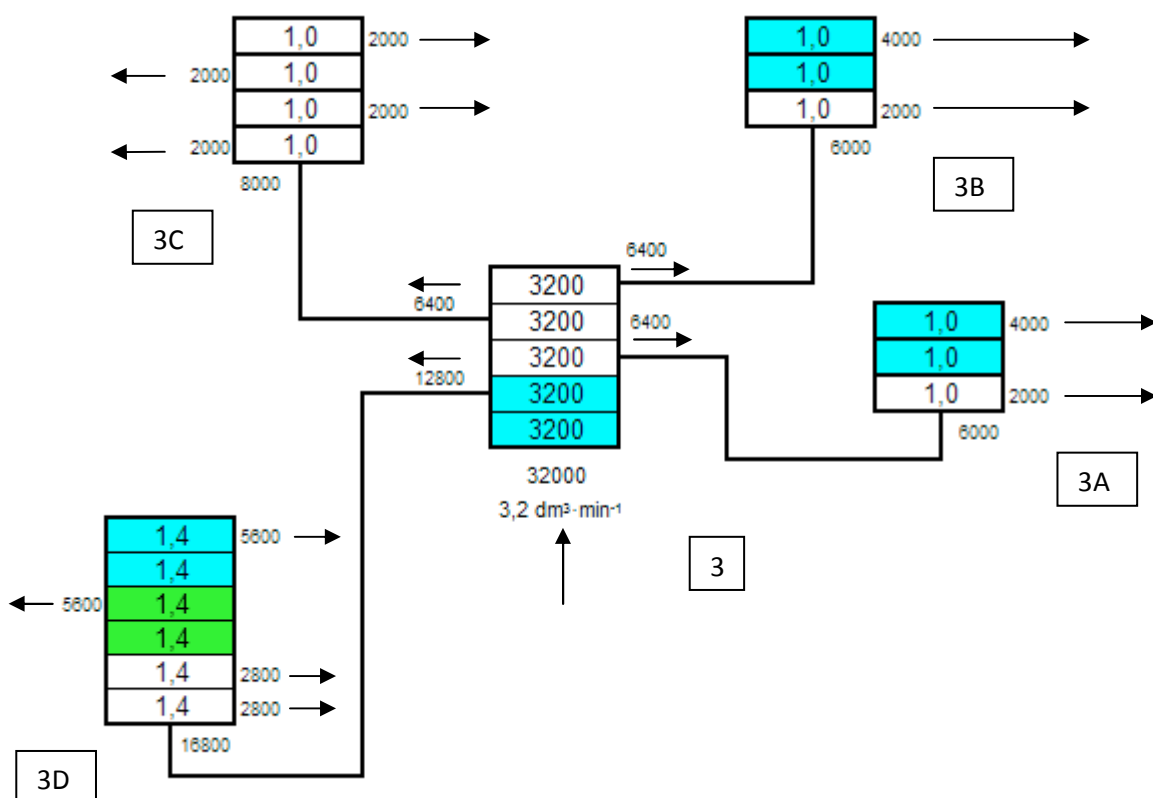
A na tomto principu pracují všechny uzly mazacího systému č. 1 až 7.

Původní podoba uzlu č.3, který byl navrhován v bakalářské práci:



Obr. 4.2 Podoba uzlu č.3 před změnou segmentů

Podoba navrhované verze pro uzel č.3



Obr. 4.3 Podoba uzlu č.3 po změně segmentů

Hodnoty v obrázcích 4.2 a 4.3 udávají vstupující nebo vystupující množství maziva v $mm^3 \cdot zdvih^{-1}$ pokud není uvedeno jinak. Těmito segmenty jsou mazána ložiska válců.

Kontrola primárního rozdělovače na počet zdvihů:

Podmínkou pro návrh parametrů rozdělovačů v bakalářské práci bylo dvojnásobné navýšení mazání. Po tomto dvojnásobném navýšení maziva v mazaných místech a rozdělení mazacího systému na stranu pohonu a na stranu obsluhy je nutné, aby byl do primárního rozdělovače č. 3 přiveden $Q = 4,56 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Množství maziva, které by po návrhu vstupovalo do primárního rozdělovače, by bylo po součtu $3,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ pro 100 zdvihů za minutu (počet zdvihů jsme si zvolili s ohledem na zjednodušení výpočtů). Jelikož se bude do primárního rozdělovače přivádět $4,56 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ maziva, bude počet zdvihů vyšší.

$$\text{Počet cyklů} = \frac{4,56}{3,2} = 1,425 \Rightarrow 142,5 \text{ kmitů za minutu} < 200 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.2.2)$$

Maximální povolený počet cyklů za minutu byl zjištěn podle katalogového listu výrobce pro daný typ rozdělovače.

Kontrola sekundárních rozdělovačů:

Kontrolu provedeme pouze pro nejhorší variantu, a to pro pravý horní rozdělovač, jelikož poměr mezi množstvím maziva vystupujícího z primárního rozdělovače a množstvím maziva vystupujícího ze všech segmentů tohoto sekundárního rozdělovače je pro výsledný počet cyklů největší.

Množství maziva vstupujícího do pravého horního sekundárního rozdělovače z primárního rozdělovače při 100 zdvizích za minutu:

$$Q_{vstup} = 6\,400 \text{ mm}^3 \cdot zdvih^{-1} = 640\,000 \text{ mm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 0,64 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.2.3)$$

Množství maziva vstupujícího do pravého horního sekundárního rozdělovače z primárního rozdělovače při 142,5 zdvizích za minutu:

$$Q_{vstup} = \frac{142,5}{100} \cdot 0,64 = 0,912 \text{ } dm^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.2.4)$$

Množství maziva vystupujícího ze všech segmentů sekundárního rozdělovače při 100 zdvizích za minutu:

$$Q_{výstup} = 6\,000 \text{ } mm^3 \cdot zdvih^{-1} = 600\,000 \text{ } mm^3 \cdot \text{min}^{-1} = 0,6 \text{ } dm^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.2.5)$$

$$\text{Počet cyklů} = \frac{0,912}{0,6} = 1,52 \Rightarrow 152 \text{ kmitů za minutu} < 200 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.2.6)$$

Návrh uzlu č.3 byl bez problémů navrhnut.

4.3 Návrh potrubí CMS

Dále bude proveden návrh potrubního systému s ohledem na ono již zmiňované navýšení průtoku maziva. A také s ohledem pro zachování rychlostí kapaliny v potrubí, jelikož při takto vysoké viskozitě oleje nelze uvažovat doporučené tabulkové hodnoty rychlostí pro tlakové větve uváděné v různých literaturách. V systému je používán převodový olej Texaco Pinnacle EP 220, jehož parametry byly uvedeny v kapitole 3.

Postup pro návrh nového potrubního rozvodu bude takový, že se bude vycházet z původního stavu mazacího systému (příloha č.1), z kterého se pomocí výpočtů zjistí, jaká byla rychlost kapaliny v potrubí v tomto prvotním stavu. Poté se na základě průtoků kapaliny, které budou dodávat navrhnuté hydrogenerátory, provede zpětně přepočet na navrhovaný stav, a tím zjištění světlostí potrubí. Takto zajistíme zachování rychlostí kapaliny v potrubním systému a zamezíme navýšení tlakových ztrát v důsledku zvětšení průtoku. Tímto docílíme toho, že již navrhnutý hydrogenerátor bude mít dostatečný výkon.

Výsledky výpočtů budou znázorněny v tabulkách, a to z toho důvodu, že se jedná o aplikování vztahů, které se opakují. Bude pouze uveden tedy náznak postupu řešení. Výpočty byly provedeny v programu MS Excel.

4.3.1 Výpočet pro současný stav

Výpočet průtoků v jednotlivých větvích výtlačného potrubí

Nejprve zjistíme průtoky ve větvích, jaké byly v původním stavu mazacího systému (příloha č.1).

Dodávaný průtok hydrogenerátoru $Q = 13,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Průtočná množství dodávaná do jednotlivých uzlů:

Průtok $Q = 13,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ rozdělíme mezi jednotlivé uzly č.1-7 v poměrném množství tak, aby byl průtok maziva rozdělen rovnoměrně mezi tyto uzly s ohledem na velikost a počet segmentů primárních rozdělovačů.

Pro výpočet bereme v úvahu velikosti množství maziva do uzlů, jaké je zapotřebí pro 100 kmitů za minutu.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 = 0,72 + 0,72 + 0,96 + 0,66 + 0,66 + 0,78 + 1,28 = 5,78 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

[30] (4.3.1)

Tedy rozdělíme skutečný dodávaný průtok hydrogenerátorem

$$\text{Hodnota poměru} = \frac{13,8}{5,78} = 2,3875 \quad (4.3.2)$$

Skutečný průtok do uzlu č.1 a č.2

$$Q_{1,2} = 2,3875 \cdot 0,72 = 1,719 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3.3)$$

Skutečný průtok do uzlu č.3

$$Q_3 = 2,3875 \cdot 0,96 = 2,292 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3.4)$$

Skutečný průtok do uzlu č.4 a č.5

$$Q_{4,5} = 2,3875 \cdot 0,66 = 1,5758 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3.5)$$

Skutečný průtok do uzlu č.6

$$Q_6 = 2,3875 \cdot 0,78 = 1,862 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3.6)$$

Skutečný průtok do uzlu č.7

$$Q_7 = 2,3875 \cdot 1,28 = 3,056 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3.7)$$

To stejné provedeme i pro výpočet u sekundárních rozdělovačů.

Stejný postup pro zjištění průtoků do uzlů bude proveden i pro navrhovaný stav systému.

Výpočet rychlosti kapaliny

Dále pak přejdeme k výpočtu rychlosti kapaliny v potrubí z rovnice kontinuity pro jednotlivé světlosti vyskytujících se v systému. Trasy potrubí pro současný stav jsou znázorněny v příloze č.7.

Ukázkový výpočet pro trasu potrubí z bodu A do uzlu č.1.

$$Q = S \cdot v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \Rightarrow v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,719 \cdot 0,001}{\pi \cdot 0,01^2 \cdot 60} = 0,365 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.3.8)$$

Výpočet tlakové ztráty

Při výpočtu tlakových ztrát zanedbáváme kvůli rozsáhlosti systému tlakové ztráty místními odpory. Tyto ztráty jsou v porovnání s vnitřními ztrátami u tohoto případu zanedbatelné.

Výchozí podmínky:

vnitřní průměr potrubí $d = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$

hustota oleje $\rho = 853 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$

kinematická viskozita ν pro $44 \text{ }^\circ\text{C} = 181,78 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1} = 0,000182 \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = 3,188 \cdot \frac{19}{0,01} \cdot \frac{0,365^2}{2} \cdot 853 = 344\,075 \text{ Pa} \quad (4.3.9)$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{20,08} = 3,188 \quad (4.3.10)$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,365 \cdot 0,01}{0,000182} = 20,08 \quad (4.3.11)$$

Takto postupujeme pro všechny trasy potrubí.

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
1 → 1A	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
1 → 1B	9	0,573	0,19	8,37	7,65	132 635,99
1 → 1C	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
2 → 2A	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
2 → 2B	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
2 → 2C	15	0,573	0,19	8,37	7,65	221 059,98
3 → 3A	12	0,461	0,15	6,73	9,51	142 280,84
3 → 3B	12	0,461	0,15	6,73	9,51	142 280,84
3 → 3C	15	0,615	0,20	8,98	7,13	237 263,33
3 → 3D	15	1,383	0,46	20,19	3,17	533 553,16
4 → 4A	9	0,573	0,19	8,37	7,65	132 635,99
4 → 4B	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
4 → 4C	12	0,4298	0,14	6,27	10,20	132 651,42
5 → 5A	15	0,573	0,19	8,37	7,65	221 059,98
5 → 5B	12	0,573	0,19	8,37	7,65	176 847,99
5 → 5C	12	0,4298	0,14	6,27	10,20	132 651,42
6 → 6A	15	0,4965	0,16	7,25	8,83	191 546,74
6 → 6B	12	0,4965	0,16	7,25	8,83	153 237,39
6 → 6C	15	0,8691	0,29	12,69	5,04	335 293,60
7 → 7A	9	1,02	0,34	14,89	4,30	236 105,95
7 → 7B	12	0,4075	0,14	5,95	10,76	125 768,86
7 → 7C	10	0,612	0,20	8,93	7,16	157 403,97
7 → 7D	8	1,02	0,34	14,89	4,30	209 871,96

Tab. 4.6 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k sekundárním rozdělovačům (světlost potrubí DN8)

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
A → 1	19	1,719	0,36	20,08	3,19	344 075,44
A → 2	15	1,719	0,36	20,08	3,19	271 638,51
A → 3	14	2,292	0,49	26,77	2,39	338 039,03
C → 4	27	1,5758	0,33	18,40	3,48	448 217,76
C → 5	24	1,5758	0,33	18,40	3,48	398 415,79
C → 6	12	1,8623	0,40	21,75	2,94	235 426,36
C → 7	10	3,056	0,65	35,69	1,79	321 941,94

Tab. 4.7 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k primárním rozdělovačům (světlost potrubí DN10)

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
A → B	18	5,73	0,72	51,48	1,24	380 432,77
B → C	12	8,07	1,01	72,50	0,88	357 195,17
D → E	15	28,091	3,53	252,38	0,25	1 554 208,40
D → F	40	28,091	3,53	252,38	0,25	4 144 555,73
HG → B	9	13,8	1,73	123,98	0,52	458 112,76

Tab. 4.8 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k primárním rozdělovačům (světlost potrubí DN13)

4.3.2 Výpočet pro navrhovaný stav

Provedeme rozdělení průtoků od dvou hydrogenerátorů do jednotlivých uzlů v poměru tak, jako tomu bylo u výpočtu pro současný stav s tím rozdílem, že jeden hydrogenerátor nám tedy obsluhuje uzly č.1 – č.4, a druhý hydrogenerátor uzly č. 5 – č.7 (Tab 4.2).

Pro výpočet bereme v úvahu velikosti množství maziva do uzlů, jaké bylo navrženo v BP pro dvojnásobné navýšení maziva.

$$Q_{1,2,3,4} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 2,88 + 2,88 + 4,56 + 2,64 = 12,96 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.12)$$

Ted' rozdělíme skutečný dodávaný průtok hydrogenerátorem

$$\text{Hodnota poměru} = \frac{14,14}{12,96} = 1,091 \quad (4.3.13)$$

Skutečný průtok do uzlu č.1 a č.2

$$Q_{1,2} = 1,091 \cdot 2,88 = 3,142 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.14)$$

Skutečný průtok do uzlu č.3

$$Q_3 = 1,091 \cdot 4,56 = 4,975 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.15)$$

Skutečný průtok do uzlu č.4

$$Q_4 = 1,091 \cdot 2,64 = 2,88 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.16)$$

Stejný postup bude i pro uzly č.5 – č.7

$$Q_{5,6,7} = Q_5 + Q_6 + Q_7 = 2,64 + 3,6 + 6 = 12,24 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.17)$$

Ted' rozdělíme skutečný dodávaný průtok hydrogenerátorem

$$\text{Hodnota poměru} = \frac{14,14}{12,24} = 1,155 \quad (4.3.18)$$

Skutečný průtok do uzlu č.5

$$Q_5 = 1,155 \cdot 2,64 = 3,05 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.19)$$

Skutečný průtok do uzlu č.6

$$Q_6 = 1,155 \cdot 3,6 = 4,158 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.20)$$

Skutečný průtok do uzlu č.7

$$Q_7 = 1,155 \cdot 6 = 6,93 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.21)$$

Jelikož maximální možný průtok do primárního rozdělovače PSG3 je $6 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1}$, přebývajícím průtokem Q_p rozdělíme mezi uzly č.5 a č.6.

$$Q_p = 6,93 - 6 = 0,93 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.22)$$

$$Q_{p \text{ } 0,5} = \frac{0,93}{2} = 0,465 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.23)$$

$$Q_{5+p \text{ } 0,5} = 3,05 + 0,465 = 3,515 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.24)$$

$$Q_{6+p \text{ } 0,5} = 4,158 + 0,465 = 4,623 \text{ } dm^3 \cdot \min^{-1} \quad (4.3.25)$$

Výpočet světlosti potrubí

Za rychlost dosadíme hodnotu, kterou jsme zjistili pro původní stav systému.

$$Q = S \cdot v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,142 \cdot 0,001}{\pi \cdot 0,365 \cdot 60}} = 0,135 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (4.3.26)$$

Volím světlost potrubí DN 14.

Pak zpětně vypočítám rychlost kapaliny v potrubí pro zvolený rozměr světlosti potrubí.

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3,142 \cdot 0,001}{\pi \cdot 0,014^2 \cdot 60} = 0,34 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (4.3.27)$$

Výpočet tlakové ztráty

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = 2,44 \cdot \frac{19}{0,014} \cdot \frac{0,34^2}{2} \cdot 853 = 163 \text{ } 708 \text{ } Pa \quad (4.3.28)$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{25,59} = 2,44 \quad (4.3.29)$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,332 \cdot 0,014}{0,000182} = 26,213 \quad (4.3.30)$$

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Průměr potrubí mm	DN	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
1→1C	12	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	132 396,51
2→2A	12	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	132 396,51
2→2B	12	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	132 396,51
2→2C	15	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	165 495,64
3→3A	12	0,811	0,0106	10	0,17	9,47	6,76	102 524,18
3→3B	12	0,811	0,0106	10	0,17	9,47	6,76	102 524,18
3→3C	15	1,0816	0,0106	10	0,23	12,63	5,07	170 915,77
3→3D	18	2,271	0,0103	12	0,33	22,10	2,90	207 677,22
4→4A	9	1,0286	0,0107	10	0,22	12,01	5,33	97 524,39
4→4B	12	1,0286	0,0107	10	0,22	12,01	5,33	130 032,52
4→4C	12	0,823	0,0111	10	0,17	9,61	6,66	104 041,18
5→5A	15	1,255	0,0118	12	0,19	12,22	5,24	95 638,82
5→5B	12	1,255	0,0118	12	0,19	12,22	5,24	76 511,05
5→5C	12	1	0,0122	10	0,21	11,68	5,48	126 416,99
6→6A	15	1,217	0,0125	12	0,18	11,85	5,40	92 742,98
6→6B	12	1,217	0,0125	12	0,18	11,85	5,40	74 194,39
6→6C	15	2,19	0,0127	12	0,32	21,32	3,00	166 891,64
7→7A	9	2	0,0112	12	0,29	19,47	3,29	91 447,48
7→7B	12	0,816	0,0113	10	0,17	9,53	6,72	103 156,26
7→7C	10	1,224	0,0113	12	0,18	11,91	5,37	62 184,28
7→7D	8	1,9584	0,0111	12	0,29	19,06	3,36	79 595,88
1→1C	12	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	132 396,51
2→2A	12	1,0473	0,0108	10	0,22	12,23	5,23	132 396,51

Tab. 4.9 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k sekundárním rozdělovačům

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Průměr potrubí mm	DN	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
A→1	19	3,142	0,0135	14	0,34	26,21	2,44	163 708,73
A→2	15	3,142	0,0135	14	0,34	26,21	2,44	129 243,73
A→3	14	4,975	0,0147	15	0,47	38,74	1,65	144 937,34
A→4	27	2,88	0,0135	14	0,31	24,03	2,66	213 239,82
C→5	24	3,515	0,0149	15	0,33	27,37	2,34	175 547,94
C→6	12	4,623	0,0158	15	0,44	36,00	1,78	115 442,12
C→7	10	6	0,0140	15	0,57	46,72	1,37	124 856,29

Tab. 4.10 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k primárním rozdělovačům

Trasa potrubí	Délka potrubí m	Přidělený průtok $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	Průměr potrubí mm	DN	Rychlost v potrubí $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	λ	Tlakové ztráty Pa
G→A	23	14,14	0,0172	18	0,93	91,75	0,70	326 370,90
H→C	24	14,14	0,0172	18	0,93	91,75	0,70	340 560,94
D→E	15	59,61	0,0189	20	3,16	348,11	0,18	588 727,88
D→F	40	59,61	0,0189	20	3,16	348,11	0,18	1 569 941,00

Tab. 4.11 - Tabulka vypočtených hodnot pro trasy k primárním rozdělovačům

Tímto postupem byly navrženy světlosti potrubí. U provedených výpočtů lze vidět, že došlo i jejich návrhem ke snížení tlakových ztrát v potrubí. Tento pokles tlaku je výhodný z toho důvodu, že progresivní rozdělovače potřebují určitý tlak pro svůj bezproblémový chod, který je uveden v katalogích výrobců. Tímto návrhem tedy došlo k tomu, že progresivní rozdělovače budou mít vyšší tlak pro svůj chod. Podle katalogových listů výrobců mají navrhované progresivní rozdělovače stejné tlakové spády jako současné progresivní rozdělovače. Provedeným měřením bylo zjištěno, že při současném stavu CMS nebyl dodáván hydrogenerátorem dostatečný tlak pro správnou funkci rozdělovačů. Pístky v rozdělovačích nedosahovaly kontinuálního pohybu.

Volba duplexního filtru

V současné době je používán duplexní filtr DFDK 240 (obr. 5.6) s těmito parametry:

Průtok	2500 dm ³ ·min ⁻¹
Tlak	315 bar
Připojovací rozměr	G½
Pracovní teplota	-10°C ÷ 100 °C

Při použití elektrických indikátorů zanešení, musí být přerušena elektrická energie dodávaná do systému před odstraněním konektoru indikátoru.

I po navýšení parametrů lze tento duplexní filtr bez problémů použít.

Návrh výtlačné a přepouštěcích nádrží nebyl uskutečněn z důvodů úspory nákladů při realizaci nového návrhu CMS. V tomto případě bude docházet pouze k tomu, že navržené elektromotory budou častěji spínat při čerpávání a dodávání oleje do systému. Toto spínání je docíleno nastavením hladin pomocí plovákových snímačů.

5. MĚŘENÍ TEPLOTY A TLAKU PŘI SOUČASNÉM PROVEDENÍ CMS

5.1 Měřicí přístroje

Bylo provedeno měření s dvěma měřicími přístroji, a to s přístrojem od firmy Hydrotechnik M5050, které bylo použito pro měření teploty a měřicí přístroj HMG 3000 od firmy Hydac, pomocí kterého bylo provedeno měření tlaku nacházejícího se v systému.

Měřicí přístroj Hydrotechnik M 5050 [17]



Obr. 5.1 - Měřicí přístroj Hydrotechnik M 5050 [17]

Měřicí zařízení MULTI - SYSTEM 5050 je měřicí přístroj na různé typy fyzikálních veličin. Co se týče senzorů, Hydrotechnik uvedl ISDS (Intelligent Sensor Detection System), což je automatické rozpoznání senzorů připojených k měřicím zařízením.

MultiSystem 5050 nabízí 2 frekvenční vstupy a 4 analogové vstupy, volně volitelné uživatelem. Frekvenční objímka může být používána pro senzory se signálem výstupním mezi 3,5 a 30 V, analogická objímka může být používána pro senzory se standardizovaným signálem výstupním mezi 0 a 20 mA, nebo 4 a 20 mA nebo signál voltáže mezi 0 a 10 VDC.

Kromě toho, měřicí přístroj nabízí dvě nezávislé paměti: min / max paměť. Průběžné sledování a ukládání minimálních / maximálních hodnot 6 měřicích kanálů a další paměť s kapacitou 1 MB, který umožňuje ukládání maximálně 36 různých sérií měření. Data mohou být přenášena pomocí rozhraní RS 232 nebo přes rozhraní USB (4x rychlejší než RS 232).

Pro vyhodnocování naměřených dat slouží software „HYDROcomsys/WIN32“, který zvládá velké objemy dat buď v grafické, nebo tabulkové formě a statistické analýzy dat. Integrace dat do standardních programů, jako jsou Word a Excel je možná.

V našem případě práce s tímto přístrojem probíhala pouze v podobě odečítání hodnot během vlastního průběhu měření a ručním zapisováním těchto hodnot.

Měřicí přístroj Hydac HMG3000 [18]



Obr. 5.2 - Měřicí přístroj Hydac HMG3000 [18]

Přenosný měřicí přístroj disponující jednoduchou operací a rozsáhlými funkcemi pomocí automatizovaných nastavovacích procedur. HMG 3000 je navržen především s ohledem na použití v oblasti teploty, tlaku a rychlosti toku, s dalšími vstupy pro měření napětí.

Navíc, mohou být připojené „smart“ senzory k přístroji HMG 3000. To je generace senzorů od firmy HYDAC, které mohou poskytovat různé druhy jiných hodnot měření. Stejně jako analogové vstupy, HMG 3000 má dva digitální vstupy (například pro frekvenci nebo měření otáček). Měřicí přístroj disponuje USB výstupem pro přenos dat získaných měřením z měřicího přístroje do PC a následné zhodnocení a

úpravě dat v příslušném softwaru (HMGWIN 3000, CMWIN).

Speciální funkce:

- Rychlé a nezávislé základní nastavení nástroje pomocí automatického sensorového rozpoznání
 - Až 10 senzorů může být zapojeno současně
 - Až 32 kanálů měření může být zobrazeno najednou
 - Měření hodnot až do 0,1 ms
 - Rozšířené měření napětí $-10 \div +10 \text{ V}$ a $0 \div 50 \text{ V}$
- Velmi velká datová paměť na archivaci

5.2 Měřící senzory

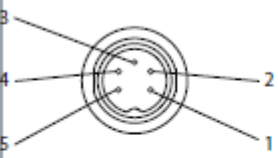
Senzor na měření teploty Hydrotechnik HySense TE 110 [19]



Obr. 5.3 - Teplotní čidlo Hydrotechnik HySense TE 110 [19]

Tohle čidlo lze montovat v jakékoliv poloze a dosahuje velmi přesných hodnot, protože měření probíhá přímo v daném prostředí. Čidlo se snadno zavede do testovacího bodu a pomocí šroubení se namontuje.

Vlastnosti	
Číslo série	1620
Princip měření	Pt 100 DIN 43760, class B
Měřicí rozsah	-50 ... +200 °C
Výstupní signál	0 ... 20 mA / 4 ... 20 mA
Typ signálu	tři vedení (0÷20 mA)/dvě vedení (4÷20 mA)
Napájecí napětí	10 ... 30 VDC
Přepětíová ochrana	36 VDC
Chyba	< ± 1% z konečné hodnoty
Teplotní chyba	< ± 0.3 % / 10 °C
Tlakové zatížení	max. 630 bar / 63 MPa
Teplotní prostředí	-20 ... +80 °C (vztahující se k elektronice)
Teplota skladování	-20 ... +85 °C
Elektrická měřicí spojka	5 kolíkový konektor M16 x 0.75
Mechanický měřicí konektor	viz obrázek
Typ ochrany (EN 60529 / IEC 529)	IP 67
Materiál	1.4104
Vhodný měřicí kabel	MK 01

Přidělení pinů	0 ... 20 mA	4 ... 20 mA
	Pin 1 = signal +	Pin 1 = - Ub / signal -
	Pin 2 = signal - / GND	Pin 2 = volný
	Pin 3 = + Ub	Pin 3 = + Ub / signal +
	Pin 4 = volný	Pin 4 = volný
	Pin 5 = volný	Pin 5 = volný

Výstupní signál	Hmotnost	Číslo řady
	g	
0 ... 20 mA	230	3973-04-01.00S
4 ... 20 mA	230	3969-04-01.00S
4 ... 20 mA	200	3354-10-02.00S

Obr. 5.4 - Vlastnosti teplotního čidla HySense TE 110 [19]

Snímač na měření tlaku Hydac HDA 4700 [20]

Snímače řady HDA 4700 jsou elektronické tlakové snímače umožňující aplikování v každém prostředí s nebezpečím výbuchu.

Výstupní signály $4 \div 20$ mA nebo $0 \div 10$ V umožňují připojení všech měřicích a regulačních zařízení HYDAC ELECTRONIC GmbH a vazby na komerčně dostupných hodnotících systémů (např. PLC kontroly). Varianta s HSI umožňuje automatickou detekci čidla a všechny nezbytné základní nastavení měřicího přístroje jsou pak okamžitě provedena. HSI bylo speciálně vyvinuto pro použití ve spojení s měřicími přístroji Hydac HMG 500, HMG 510, HMG 3000 a CMU 1000.

Přesnost $\pm 0,25\%$ FS typ.

Měřicí rozsahy: $0 \div 600/1000$ bar, v závislosti na typu

Výstupní signály: $4 \div 20$ mA, $0 \div 10$ V, CAN open

Velmi robustní snímač buněk

Menší teplotní chyba

Velmi dobré vlastnosti EMC

Malá, kompaktní konstrukce

5.3 Vlastní měření

5.3.1 Měření teploty

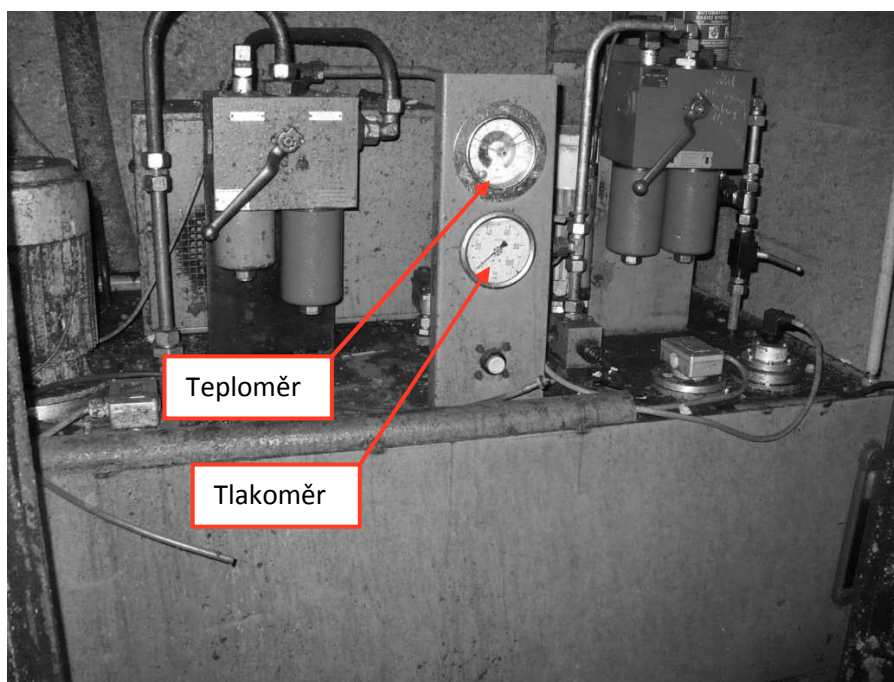
Měření teploty bylo provedeno pomocí měřicího přístroje Hydrotechnik M5050 s pomocí připojeného teplotního čidla Hydrotechnik HySense TE 110, který byl zapojen do analogového vstupu „Ch1“. Teplota byla měřena na hlavním agregátu na měřicím bodě (poz. 26, 27), který se nachází před duplexním filtrem (poz. 20, 21), a tedy před vstupem do mazacího systému. Měření bylo provedeno za chodu papírenského stroje, a tedy i za chodu mazacího systému, kde byla po zavedení čidla do měřicího bodu odečtena hodnota z měřicího přístroje $72\text{ }^{\circ}\text{C}$. Toto měření bylo ještě provedeno po odstávce stroje, která trvala cca 50 minut, kde teplota oleje byla $63\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nadále pak ještě při odstávce v jiný den bylo provedeno měření, kdy odstávka trvala cca 5 hodin. Během této odstávky klesla teplota oleje na $44\text{ }^{\circ}\text{C}$. A poslední naměřená teplota $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ po dlouhodobé trvající odstávce stroje.

Dále bylo provedeno měření teploty ve vratné části nádrže, kam se vrací olej ze systému. Toto měření bylo provedeno při dlouhodobém provozu, kde teplota oleje v této části nádrže byla 80 °C.

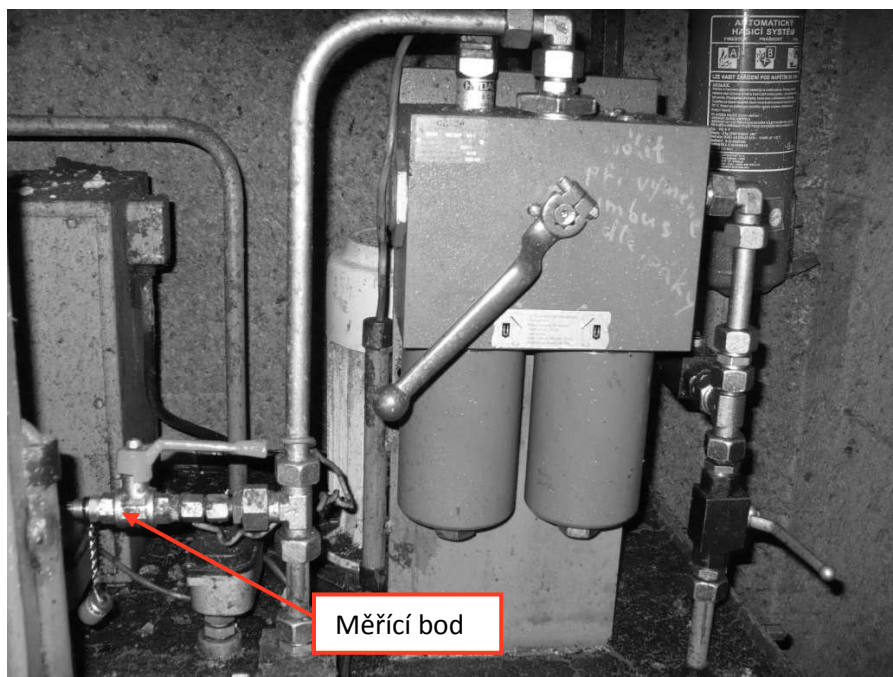
Takto získané hodnoty teplot poslouží pro tepelný výpočet a následný návrh vodního chladiče, a také k určení skutečného výkonu vzduchového chladiče použitého v CMS.

Tyto získané teploty byly pro kontrolu správnosti prováděného měření porovnány s teploměrem, který je součástí hlavního agregátu viz obr. 5.5. Teploty na teploměru se shodovaly se zanedbatelnou odchylkou s teplotami získanými pomocí měřicího přístroje M5050. Tímto byla ověřena správnost měření.

Hlavní výtlačný agregát



Obr. 5.5 - Hlavní výtlačný agregát s tlakoměrem a teploměrem



Obr. 5.6 - Měřící bod (26,27) a duplexní filtr

5.3.2 Měření tlaku

Měření tlaku bylo provedeno pro 4 různé teploty, které byly již zjištěny provedeným měřením pomocí přístroje MultiSystem 5050. A to pro teplotu oleje 72 °C, posléze pak po odstávce stroje, kdy teplota maziva klesla na hodnotu 63 °C, pro teplotu 44 °C a pro teplotu 31 °C.

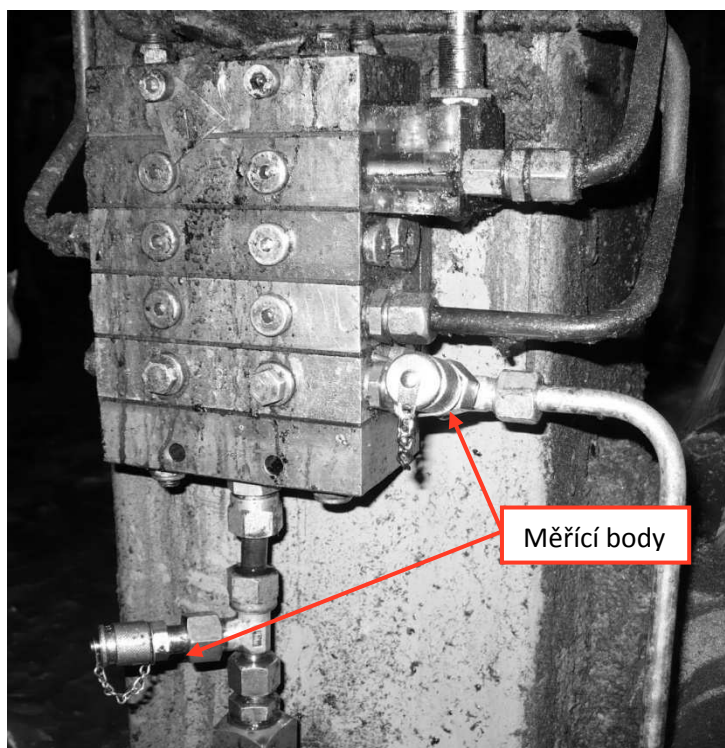
Tyto hodnoty tlaků posloužily pro určení tlaku potřebného pro vlastní návrh CMS a tedy pro zajištění bezproblémového chodu tohoto systému.

Tlaky byly zjištěny pomocí již zmíněného měřicího přístroje Hydac HMG 3000, kde získaná data byla uložena do tohoto přístroje a pak převedena do PC pomocí USB výstupu pro jejich zpracování v příslušném softwaru (HMGWIN 3000) a v tomto programu dále upravena do jejich konečné potřebné podoby.

Měření bylo také provedeno pro zjištění tlaku, kterým hydrogenerátor disponuje pro tyto 4 teploty na měřícím bodě (poz. 26, 27), před vstupem do mazacího systému. Měření bylo také provedeno na progresivních rozdělovačích, a to na primárním rozdělovači 7 a sekundárním rozdělovači 7C.

Progresivní primární rozdělovač 7

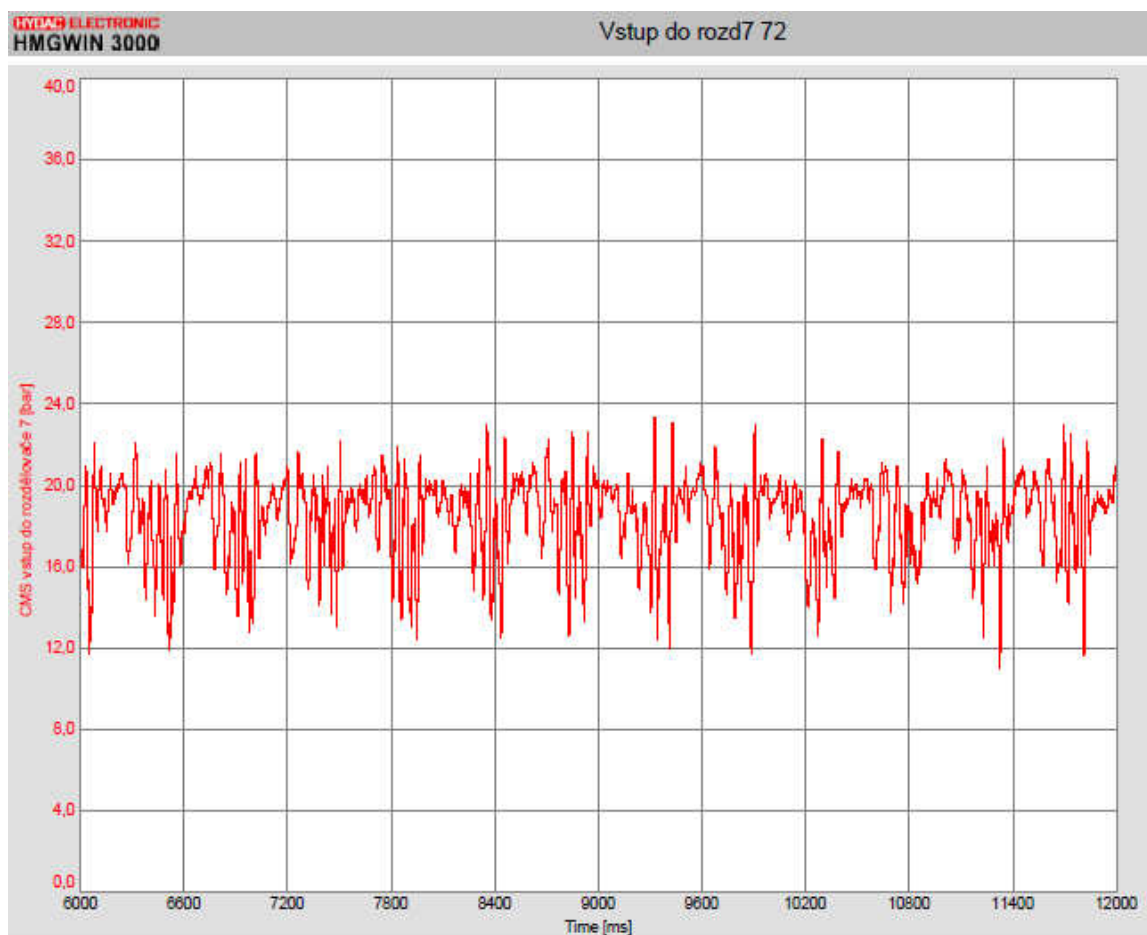
Na tomto rozdělovači bylo provedeno měření tlaku pro 4 různé teploty. Tento rozdělovač se nachází na straně pohonu. Měřicí přístroj Hydac HMG 3000 byl připojen k měřícím bodům jak je znázorněno na následující fotografii a následně bylo provedeno měření na těchto bodech a to pro teploty 72 °C, 63 °C, 44 °C a 31 °C.



Obr. 5.7 - Primární rozdělovač uzlu č.7

Primární rozdělovač 7 – měření na vstupu do rozdělovače

Naměřené hodnoty tlaků v průběhu času 6 sekund na vstupu do primárního progresivního rozdělovače při teplotě 72 °C.

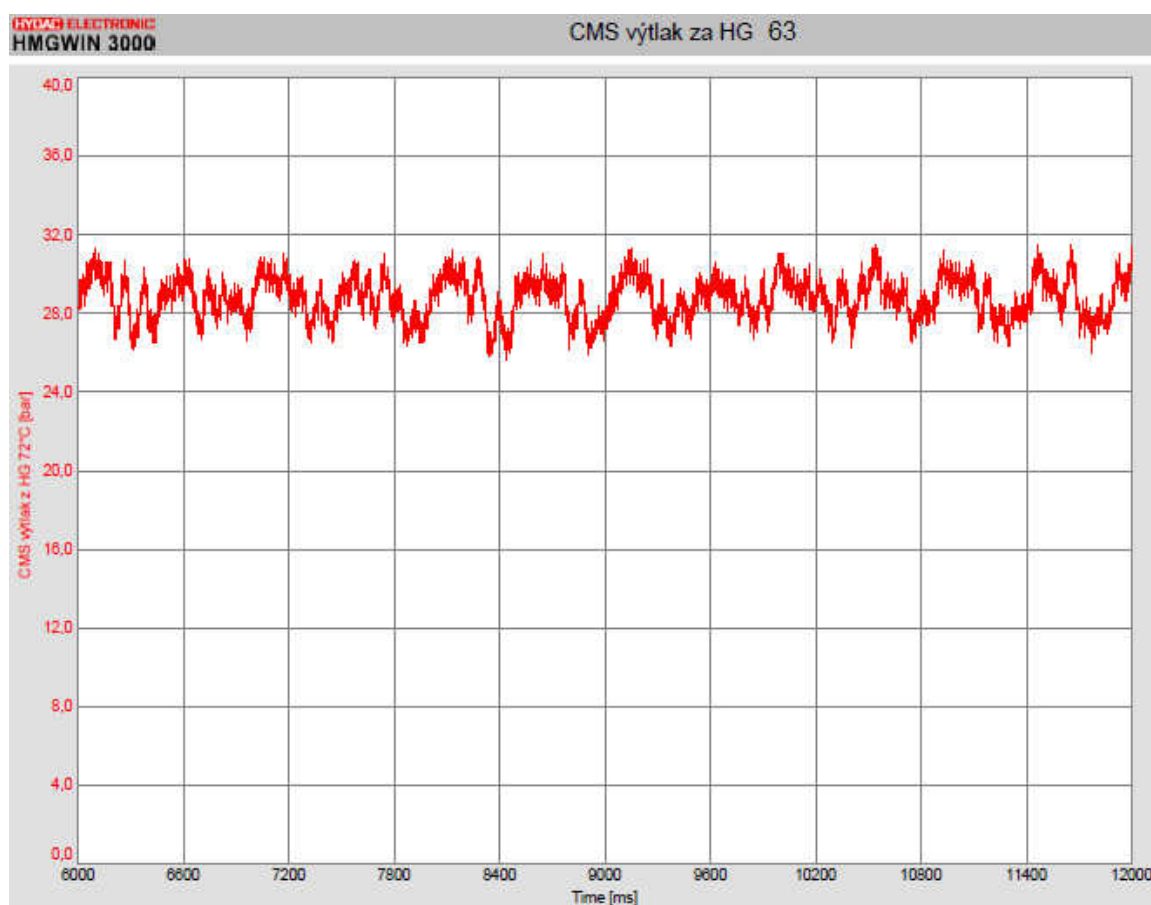


Obr. 5.8 – Tlakový průběh rozdělovače proteplotu 72 °C

Jak lze vidět, tak na vstupu do primárního progresivního rozdělovače byla naměřena hodnota cca 18 bar, ale výrobcem je udána hodnota minimálního tlaku pro bezproblémový chod 20 bar. Jak je však patrné, i při tomto tlaku dochází k bezproblémovému dávkování maziva. S klesající teplotou se samozřejmě tlak na vstupu do tohoto rozdělovače zvětšoval. Pro teplotu 63 °C byla hodnota tlaku 22 bar a pro teplotu 44 °C již tlak dosahoval hodnoty 30 bar. Po návrhu CMS oběhového mazání sušící části papírenského stroje v kapitole 4 a po návrhu vodního chladiče v kapitole 6, bude zajištěn dostatečný tlak pro chod rozdělovačů udávaný výrobcem.

Všechny naměřené hodnoty sloužily k určení tlaku, kterým hydrogenerátor o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$ disponuje pro chod rozdělovačů a následný pohyb pístků, a tedy k vlastnímu prováděnému mazání mazaných míst. Tyto hodnoty byly použity pro návrh CMS oběhové mazací sušící části stroje v kapitole 4. V této kapitole jsou pak uvedeny výsledné hodnoty z měření v tab. 4.3.

Naměřené hodnoty tlaků v průběhu času 6 sekund na výstupu z hydrogenerátoru při teplotě 63 °C



Obr. 5.9 - Tlakový průběh pro teplotu 63 °C

Na tomto diagramu jsou znázorněny tlakové pulsace v kapalině, které jsou důsledkem proměnlivosti škodlivého prostoru zubového hydrogenerátoru s přímými zuby. Při teplotě 63 °C dochází k tlakovým pulsacím od 26 do 32 bar. Tlakové pulsace jsou doprovázeny hlukem a způsobují chvění potrubí, ventilů apod. K utlumení pulsací stačí akumulátor malého objemu, který musí být umístěn co nejbližší hydrogenerátoru. Avšak pro náš případ, tedy pro mazací systém, není nutné tlumení pulsací.

6. NÁVRH VODNÍHO CHLAZENÍ CMS A POROVNÁNÍ SE SOUČASNÝM VZDUCHOVÝM CHLAZENÍM

Abychom mohli provést návrh chladiče, museli jsme nejprve měřením zjistit teploty, které se vyskytují v systému. Pro náš případ, kde se chladič nachází na samostatné větvi, bylo nutné zjistit teploty, a to konkrétně na vratné části a na výtlačné části hlavní nádrže. Měření bylo provedeno pomocí měřicího přístroje Hydrotechnik M5050 s použitím tepelného čidla HySense TE 110. Na vratné části nádrže byla při dlouhodobém provozu zjištěna $t_1 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Teplota oleje, které potřebujeme dosáhnout v CMS je $t_2 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, čímž zpomalíme degradaci oleje a zajistíme rychlejší tepelnou výměnu z mazaných ložisek, převodových kol a skříní. Teploty v ložiscích při současném stavu systému dosahují až $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pro teplotu $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ bude olej dosahovat kinematické viskozity $\nu = 90\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$, což je stále doporučená kinematická viskozita pro již navržené hydrogenerátory. Schéma hlavního agregátu je uvedeno v příloze č.4.

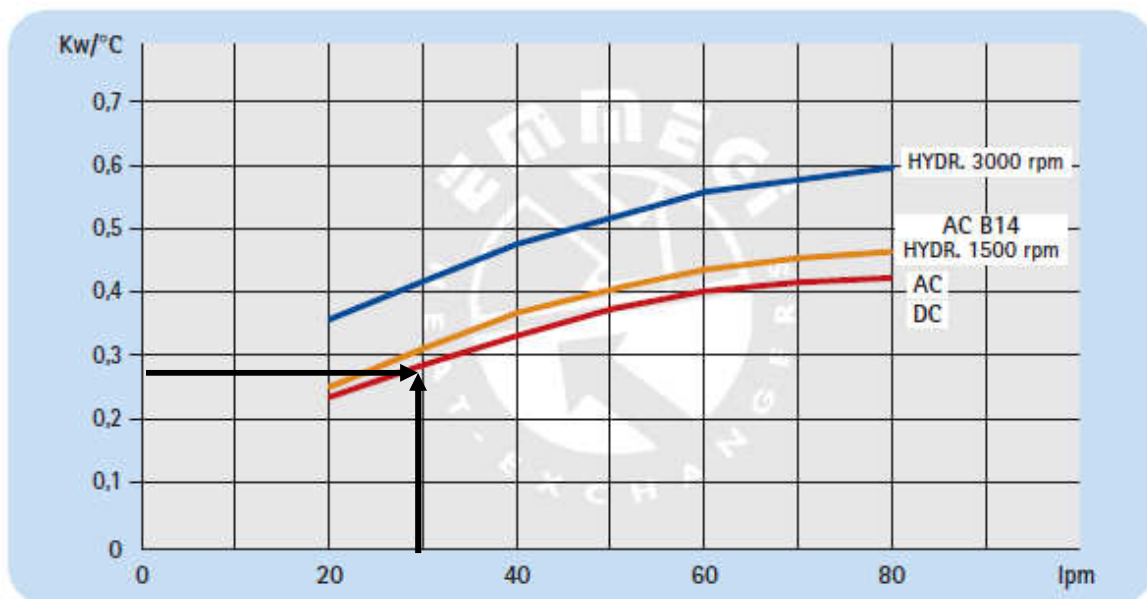
Jelikož v systému je prakticky nemožné dosáhnout rovnovážného stavu tepelné bilance, bude do systému zakomponován termostat, který bude spínat a odpínat chladič podle potřeby, a to v rozmezí teplot od $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Jakmile tedy teplota oleje vystoupá na teplotu $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, termostat sepne vodní chladič a při poklesu teploty převodového oleje na $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ dojde k odpojení chladiče.

Výpočet tedy bude proveden s ohledem pro teplotu $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, tím bude chladič mírně naddimenzován. Dále pak k vypočtenému výkonu připočteme 20% rezervy, abychom předešli tomu, že výkon chladiče by byl nedostatečný v případě většího vývinu tepla v mazacím systému. Tímto zamezíme tomu, aby nedocházelo k nežádoucímu pomalému ohřevu kapaliny i se sepnutým chladičem.

Návrh vodního chlazení bude proveden jak pro současný stav systému, to je pro stav, než bude provedeno navýšení průtoku a uskutečnění návrhu CMS, tak pro navrhovaný stav, kde již bude dvojnásobný průtok maziva.

6.1 Výpočet vzduchového chladiče

Tento chladič je v současné době používán pro chlazení kapaliny v systému. Průtok oleje $Q = 28,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ odpovídá specifický výkon vzduchového chladiče $0,28 \text{ kW} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ jak je znázorněno černými šipkami v diagramu obr. 6.2. Tento chladič může být poháněn buď hydromotorem, nebo elektromotorem. V našem případě je poháněn elektromotorem, proto pracujeme s červenou křivkou.



Obr. 6.1 – Diagram měrného chladicího výkonu [21]

Vstupní teplota do chladiče jak již byla uvedena je $t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Výstupní teplota naměřená pro tento současný stav s použitím vzduchového chladiče byla $t_2 = 72 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tedy současný chladicí výkon vzduchového chladiče pro Δt :

$$\Delta t = 80 - 72 = 8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.1.1)$$

$$P_{ch} = Q \cdot c \cdot \rho \cdot (t_1 - t_2) = 4,68 \cdot 10^{-4} \cdot 1800 \cdot 853 \cdot (80 - 72) = 5748,5 \text{ W} = 5,75 \text{ kW} \quad (6.1.2)$$

Jak lze vidět tak v současné době vzduchový chladič disponuje chladicím výkonem $P_{ch} = 5,75 \text{ kW}$. Důvodem takto nízkého výkonu je zanášení vzduchového chladiče nečistotami, které vznikají při vlastní výrobě papíru.

Tento chladič není schopen dodat potřebný chladicí výkon, proto se volil vodní trubkový chladič, který je schopen uchladiť převodový olej na požadovanou teplotu a tak zamezit rychlé degradaci oleje.

6.2 Návrh a výpočet vodního chladiče

6.2.1 Návrh vodního chladiče pro současný stav

Pro přečerpávání oleje z levé části nádrže do pravé slouží hydrogenerátor o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$. Tento hydrogenerátor je poháněn dvoupólovým elektromotorem o výkonu $P = 3 \text{ kW}$, který disponuje 2890 otáčkami za minutu.

Průtok oleje přicházející do chladiče

$$Q_{2P} = V_g \cdot n_{el} \cdot \eta_{hg} = 0,0108 \cdot 2890 \cdot 0,9 = 28,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 4,68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.2.1)$$

Měrná tepelná kapacita oleje

$$c = 1800 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota oleje

$$\rho = 853 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výkon chladiče

$$P_{ch} = Q \cdot c \cdot \rho \cdot (t_1 - t_2) = 4,68 \cdot 10^{-4} \cdot 1800 \cdot 853 \cdot (80 - 55) = 17,96 \text{ kW} \Rightarrow 18 \text{ kW} \quad (6.2.2)$$

Potřebný výkon chladiče s rezervou 20%

$$P_{ch+R} = 18 \cdot 1,2 = 21,6 \text{ kW} \quad (6.2.3)$$

Průtok chladicí vody

Voda, která bude používána v systému pro chlazení kapaliny, bude přiváděna z řeky Odry, kde teplota vody dosahuje v létě 16 °C. Budeme tedy uvažovat tuto teplotu jako vstupní. Při jiných teplotách vody, bude docházet k ohřevu vody v úpravně, kde se teplota média zvýší.

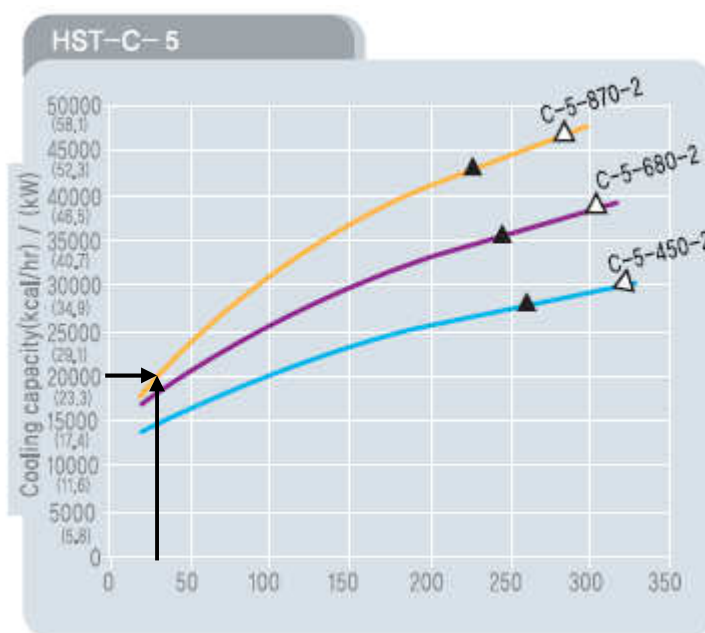
Teplota chladicí vody na vstupu: $t_{v1} = 16 \text{ °C}$

Teplota chladicí vody na výstupu: $t_{v2} = 20 \text{ °C}$

$$Q_v = \frac{P_{ch}}{\rho_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1})} = \frac{21,6 \cdot 10^3}{1000 \cdot 4180 \cdot (20 - 16)} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 77,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

(6.2.4)

Z katalogu výrobce vybereme vhodný trubkový vodní chladič, který bude mít tento chladicí výkon.



Obr. 6.2 – Diagram pro zvolení chladiče [10]

Na základě průtoku a potřebného chladicího výkonu jsme zvolili trubkový dvouchodý vodní chladič od firmy Olaer typu HST-C-5-870-2 s chladícím výkonem 23,3 kW.

Parametry vodního chladiče HST-C-5-870-2:

Minimální průtok vody	20	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální průtok vody	90	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Teplosměnná plocha	2,5	m^2
Maximální průtok oleje	270	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální pracovní tlak pro stranu s olejem	15	bar
Maximální pracovní tlak pro stranu s vodou	15	bar
Maximální pracovní teplota pro olej	100	$^{\circ}\text{C}$
Maximální pracovní teplota pro vodu	100	$^{\circ}\text{C}$

6.2.2 Návrh vodního chladiče pro navrhovaný stav

V našem případě se jedná o ohřev kapaliny vevnitř, a také vně systému, konkrétně v mazaných ložiscích a převodových skříních. Proto musíme od vypočteného výkonu (pro současný stav) 18 kW odečíst výkon výtlačného hydrogenerátoru, abychom dostali hodnotu dodávaného tepla, které je dodáváno z vnějšku systému. Výsledkem bude pak teplo, které bude dodáváno z vnějšku systému vždy při dlouhodobých provozních podmínkách, které pak budeme uvažovat pro návrh vodního chladiče pro budoucí stav, tj. pro průtok oleje z vratné části nádrže do výtlačné 59,61 dm³·min⁻¹. K tomuto množství tepla pak připočteme výkon dodávaný do systému pomocí hydrogenerátoru, u kterého se všechnen výkon přemění v teplo, jelikož se olej ze systému vrací samospádem. Tlakový spád je uvažován pro provozní teplotu 72 °C tzn. tlak o velikosti 24 bar.

Tepelný výkon od hydrogenerátoru (uvnitř systému)

$$P_{hg} = Q \cdot \Delta p = \frac{14,14}{60000} \cdot 2,4 \cdot 10^6 = 565,6 \text{ W} \quad (6.2.5)$$

Tepelný výkon z vnějšku systému pro provozní teplotu kapaliny

$$P_{vněn} = P_{ch} - P_{hg} = 17,96 - 565,6 = 17\,394,4 \text{ W} \quad (6.2.6)$$

Byly navrženy přečerpávací hydrogenerátory o geometrickém objemu $V_g = 22,8 \text{ cm}^3$

Průtok oleje přicházející do chladiče

$$Q_{2P} = V_g \cdot n_{el} \cdot \eta_{hg} = 0,0228 \cdot 2905 \cdot 0,9 = 59,61 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.2.7)$$

Výkon od dvou hydrogenerátorů při provozní teplotě

Tlakové ztráty i zde budeme uvažovat 24 bar, ačkoliv po návrhu potrubního systému budou tlakové ztráty v potrubí nižší. Jelikož neznáme tlakové ztráty v rozdělovačích, jaké budou při provozní teplotě, nemůžeme přesně určit celkovou tlakovou ztrátu. Proto budeme uvažovat horší variantu.

$$P = P_1 + P_2$$

$$P_1 = Q \cdot \Delta p = \frac{14,14}{60000} \cdot 2,4 \cdot 10^6 = 872 \text{ W} \quad (6.2.8)$$

$$P_2 = Q \cdot \Delta p = \frac{14,14}{60000} \cdot 2,4 \cdot 10^6 = 872 \text{ W} \quad (6.2.9)$$

Výkon chladiče

$$P_{ch} = P_{vněn} + P_1 + P_2 = 17\,394,4 + 872 + 872 = 19\,138,4 \text{ W} \Rightarrow 20 \text{ kW} \quad (6.2.10)$$

Potřebný výkon chladiče s rezervou 20%

$$P_{cN+R} = 19,14 \cdot 1,2 = 22,97 \Rightarrow 23 \text{ kW}$$

Průtok chladicí vody

Teplota chladicí vody na vstupu: $t_{v1} = 16 \text{ °C}$

Teplota chladicí vody na výstupu: $t_{v2} = 20 \text{ °C}$

$$Q_v = \frac{P_{ch}}{\rho_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1})} = \frac{23 \cdot 10^3}{1000 \cdot 4180 \cdot (20 - 16)} = 1,376 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 82,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.2.11)$$

Po provedených výpočtech můžeme konstatovat, že i po navýšení průtoku oleje lze použít již navrhnutý vodní chladič, který byl navrhnut v předchozím bodě pro současný stav systému.

Termostatický ventil

Pro navrhnutý vodní chladič jsem zvolil termostatický ventil typu AVTA 20, který bude spínat a odpínat chladič v případě potřeby na již stanovené rozmezí teplot $55 \div 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Parametry:

Teplotní rozsah	$25 \div 65$	$^{\circ}\text{C}$
Maximální teplota čidla	90	$^{\circ}\text{C}$
Připojovací rozměr	G3/4"	



Obr. 6.3 – Termostatický ventil [29]

7. ZÁVĚR

Tématem této diplomové práce bylo popsání současného stavu a návrhu olejového centrálního mazacího systému CMS papírenského stroje v SKMP (Smurfit Kappa Moravia Paper) v závodu Žimrovice.

Hlavním cílem ovšem byl samotný návrh CMS, který spočíval v nahrazení jednoho hydrogenerátoru dvěma hydrogenerátory z toho důvodu, že při vychladnutí systému dochází k problémovému dělení průtoku z jedné výtlačné větve, kde viskozita oleje je příliš vysoká. Při tomto návrhu bylo uvažováno dvojnásobné navýšení maziva, které bylo již řešeno v bakalářské práci. Toto navýšení maziva je nutné z toho hlediska, že při neustálém navyšování produktivity výroby nedochází k dostatečnému mazání mazaných míst. Při návrhu CMS bylo uvedeno několik variant řešení, kde nejlepší možností byl návrh dvou hydrogenerátorů o geometrickém objemu $V_g = 10,8 \text{ cm}^3$, které budou poháněny jedním elektromotorem o výkonu $P = 5,5 \text{ kW}$.

Dále byl proveden návrh výtlačného potrubí s ohledem na zachování rychlostí kapaliny v potrubí a návrh progresivního rozdělovače č.3 u kterého je požadováno, aby mazaná místa byla ještě o něco více mazána.

Samotný návrh CMS byl proveden až po uskutečněním měření tlaku a teploty v závodu Žimrovice, kde byly zjištěny hodnoty tlaků pro různé teploty systému, které posloužily pro návrh hydrogenerátorů. Naměřené teploty pak posloužily pro návrh vodního chladiče.

Byl navržen vodní dvouchodý chladič, jelikož dosavadní vzduchový chladič Emmegi MG2040K2, který je v současné době používán pro ochlazování kapaliny v systému je nedostačující. A to z toho důvodu, že nedisponuje potřebným chladícím výkonem. V současné době chladící výkon tohoto vzduchového chladiče je $P_{ch} = 5,75 \text{ kW}$. Tento nízký výkon je dán zanesením teplosměnných ploch nečistotami. Z těchto důvodů byl navržen trubkový vodní chladič od firmy Olaer typu HST-C-5-870-2, který je schopen uchladit převodový olej Texaco Pinnacle EP220 na požadovanou hodnotu $t = 60 \text{ °C}$ a nebude se zanášet nečistotami vlivem prašného prostředí. Tento vodní chladič bude spínán pomocí zvoleného termostatického ventilu AVTA 20, který bude nastaven na teplotu spínání 60 °C a na teplotu odpínání chladiče 55 °C .

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ŠPONDRA CMS. *Progresivní centrální mazací systém* [online]. [cit. 2011-12-29]. <<http://www.spondrcms.cz/Aktuality/Progresivni%20CMS.pdf>>
- [2] ŠEBESTÍK, J. *Tvorba interaktivního programu entalpickou bilanci trubkových výměníků* – Bakalářská práce, UTB-Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. [cit. 2011-12-29].
- [3] FIALA, P. *Tepelně-hydraulický pevnostní výpočet výměníku tepla*. Diplomová práce – VUT Brno [cit. 2011-12-29].
- [4] MACHALA, J. *Používané principy chlazení v průmyslu*. Bakalářská práce – VUT Brno [cit. 2011-12-29].
- [5] PAVLÍČEK, M. *Tepelné výměníky pro klimatizaci*. Bakalářská práce – VUT Brno [cit. 2011-12-29].
- [6] DVOŘÁK, Z. *Výměníky tepla (pro hydraulické a pneumatické stroje)*. Vyd. ČVUT Praha. 1983. 119s.
- [7] HAVLŮ, M. *Algoritmus automatického výběru vhodného typu zařízení z database výměníků tepla*. Diplomová práce – VUT Brno 2009.
- [8] HEWIDI, S. *Optimization of shell and tube heat exchanger*. Northumbria university, United Kingdom. School of engineering and technology. 2004.
- [9] STEHLÍK, P., KOHOUTEK, J., NĚMČANSKÝ, J. *Tepelné pochody: Výpočet výměníků tepla*. Vyd. VUT Brno. 1991. 129s.
- [10] OLAER. *HST series - Shell and Tube Cooler* [online]. [cit. 2012-03-16]. <http://olaer.cz/hst-2011-02_final-2.pdf>
- [11] CHERESOURCES. *Basics of industrial heat transfer* [online]. [cit. 2012-2-21]. <http://www.cheresources.com/heat_transfer_basics.shtml>
- [12] PIVOŇKA, J., *Tekutinné mechanismy*. Vyd. SNTL – nakladatelství technické literatury. 1987. 623 s.
- [13] HYDROMA. *Vzduchové chladiče Emmegi* [online]. [cit. 2012-01-26]. <<http://www.hydruma.cz/www/produkty/dle-vyrobce/emmegi/vzduchove-chladice-emmegi/>>

- [14] PINNACLE EP. *High performance synthetic extreme pressure gear lubricant* [online]. [cit. 2012-02-05].
<<http://www.cepsa.com/stfls/CepsaCom/Lubricantes/PRODUCTOS/TEXACO/Ficheros/Pinnacle%20EP%20EU-EN-2-P1.pdf>>
- [15] VIVOIL. *Vivoil* [online]. [cit. 2012-02-07].
<http://www.vivoil.com/files/vivoil_p_en.pdf>
- [16] SIEMENS. *Trojfázové asynchronní motory nakrátko* [online]. [cit. 2012-02-10]. <http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1la7.pdf>
- [17] HYDROTECHNIK. *MultiSystem5050: User manual* [online].
[cit. 2012-01-15]. <http://www.hydrotechnik.com/download/pdf/Hydrotechnik_MultiSystem5050_BA10E.pdf>
- [18] HYDAC. *Messgeräte* [online]. [cit. 2012-01-17].
<<http://www.hydac.com/de-de/produkte/mess-anzeige-analysegeraete/messgeraete.html>>
- [19] HYDROTECHNIK. *Sensors for Fluid Measuring Technology* [online]. [cit. 2012-01-17].
<http://www.hydrotechnik.com/download/pdf/HySense_KATEN.pdf>
- [20] HYDAC. *HDA 4700* [online]. [cit. 2012-01-17].
<<http://www.hydac.com/de-en/products/sensors/pressure-sensors/pressure-transmitters/hda-4700.html>>
- [21] PNEUMAC. *MG2040K 2 Pass* [online]. [cit. 2012-04-10].
<<http://www.pneumac.it/oleodinamica/indice-oleodinamica/scambiatori/scambiatori-aria-olio-serie-mg-air-8/mg2040k-2pass>>
- [22] LIU, H., KAKAC, S. *Heat exchangers, selection, rating and thermal design*-second edition. University of Miami. Coral Gables, Florida. Department of mechanical engineering. 2002. 501s.

- [23] POLYTEE. *Effectively design shell-and-tube heat exchangers* [online]. [cit.2012-2-21].
<http://www.polytee.com.vn/wysiwyg/file_up/Effectively%20Design%20Shell-and-Tube%20Heat%20Exchangers.pdf>
- [24] KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Vyd. VŠB - TU Ostrava. 2009. 156s.
- [25] WILL, D., GEBHARD, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2008. 450s. 4. vyd., ISBN 978-3-540-79534-6.
- [26] DREXLER, P., FAATZ, H., et al. *Příručka hydrauliky svazek 3. Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664
- [27] VOGEL. *Progressive Feeders* [online]. [cit. 2012-04-1].
<http://www.grouphes.com/lubemec/Vogel/dateien/us/pdf/izs_pdf/1-0107-1-US.pdf>
- [28] GROUP HES. *PSG 3 Segmented Distributor* [online]. [cit. 2010-03-10].
<http://www.grouphes.com/Lubemec/Vogel/dateien/us/pdf/izs_pdf/1-3011-US.pdf>
- [29] HYDROMA. *Ventil termostatický* [online]. [cit. 2013-03-10].
<<http://www.hydruma.cz/ventil-termostaticky-2222.html>>
- [30] HANKO, T. *Oběhové mazání s progresivními rozdělovači*. Bakalářská práce – VŠB-TU Ostrava. [cit. 2012-10-10].

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Schéma současného stavu olejového centrálního mazacího systému

Příloha č. 2 – Schéma navrhovaného stavu olejového centrálního mazacího systému

Příloha č. 3 – Schéma hlavního agregátu pro současný stav

Příloha č. 4 – Schéma hlavního agregátu pro navrhovaný stav

Příloha č. 5 – Znázornění mazaných míst konkrétními rozdělovači

Příloha č. 6 – Viskozní diagram – Texaco pinnacle EP220

Příloha č. 7 – Trasy potrubí pro současný stav

Příloha č. 8 – Trasy potrubí pro navrhovaný stav

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Dr. Ing. Hružíkovi a panu Ing. Špačkovi za velmi ochotnou pomoc a cenné rady při psaní mé diplomové práce.